

KAAPIMIEN PALKKIMAISEN RAKENTEEEN DYNAAMINEN TARKASTELU

Anssi Puttonen

Opinnäytetyö
Toukokuu 2012

Paperikoneteknologian koulutusohjelma
Tekniikan ja liikenteen ala



JYVÄSKYLÄN AMMATTIKORKEAKOULU
JAMK UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



Tekijä(t) PUTTONEN, Anssi	Julkaisun laji Opinnäytetyö	Päivämäärä 10.05.2012
	Sivumäärä 62+15	Julkaisun kieli suomi
	Luottamuksellisuus () saakka	Verkojulkaisulupa myönnetty (X)
Työn nimi KAAPIMINEN PALKKIMAISEN RAKENTEEN DYNAAMINEN TARKASTELU		
Koulutusohjelma Paperikoneteknologia		
Työn ohjaaja(t) MATILAINEN, Jorma		
Toimeksiantaja(t) Metso Paper Oy, Rautpohja, Component engineering SAARI, Mika		
<p>Tiivistelmä</p> <p>Paperikoneen kaapimien tehtävänä on telojen ja kuivatussylinterien pintojen puhdistaminen sekä paperiradan kulun ohjaaminen katko- ja käynnistystilanteissa. Värähtely on yksi pahimmista ongelmista kaapimien toimintavarmuuden kannalta. Värähtelystä aiheutuu jaksollisesti ja jaksottomasti vaihtelevia jännityksiä, joka lisää jännityksiä rakenteisiin ja johtaa väsymisvaurioihin kuten hitsien repeämiseen. Lisäksi värähtelyn haitallisuus ilmenee kaapimien terän irtoamisena telan pinnasta, joka aiheuttaa telojen huonoa puhdistumista ja terän irtoamista telan pinnasta, jonka seurauksena paperirata voi kulkeutua kaapimien terän väärälle puolelle. Tästä seuraa katkotilanteita, joista aiheutuu huomattavia lisäkustannuksia paperitehtaille.</p> <p>Paperikoneiden nopeuksien kasvaessa myös herätetaajuudet ovat kasvaneet samassa. Kuitenkin tilanahtauden ja koneiden leveyden kasvun vuoksi kaapimien ominaistajuuksia on ollut hankala kasvattaa samassa suhteessa. Syntyvät värähtelyt liian suurilla taajuuksilla ovat haitallisia ja varsinkin resonanssitilannetta tulee välttää. Resonanssitilanteet pyritään välttämään alikriittisen mitoituksen avulla. Kuitenkin kaapimet värähtelevät toisinaan yli sallittujen rajojen erilaisten herätevoimien vaikutuksesta. Värähtelyä aiheuttavat herätevoimat voivat tulla kaapimeen käytännössä kolmea kautta: telan pinnasta, paperikoneen rungosta ja oskilloinista.</p> <p>Työssä perehdytään kuivatusosan kaavinkonstruktioihin ja erityisesti palkkikaapimeen ja sen rakenteeseen, dynaamiseen mitoitukseen sekä värähtelyn syihin ja vaimennusmahdollisuuksiin. Lisäksi suurena osana työtä tutkitaan yleistä mitoituskriteeriä värähtelyiden ennakoinniseksi ja torjumiseksi jatkossa.</p> <p>Tähän työhön on koottu kattavat tiedot palkkikaapimien rakenteesta, mitoitusperiaatteista, värähtelyn vaimennusmahdollisuuksista ja yleisen mitoituskriteerin tutkimustuloksista. Vaikka selkeää ja absoluuttisesti toimivaa vaimennuskeinoa tai mitoituskriteeriä ei löytynyt, työssä kuitenkin tuodaan perustellusti esiin mahdollisuuksia värähtelyiden vaimentamiseksi sekä saman tutkimuksen jatkamiseksi tai vastaavanlaisen tutkimuksen toteuttamiseksi tulevaisuudessa.</p>		
Avainsanat (asiasanat) kaavin, kuivatusosa, värähtely, vaimennus		
Muut tiedot		



Author(s) PUTTONEN, Anssi	Type of publication Bachelor's Thesis	Date 10.05.2012
	Pages 62+15	Language Finnish
	Confidential () Until	Permission for web publication (X)
Title DYNAMIC INSPECTION OF THE BEAM DOCTOR STRUCTURE		
Degree Programme Paper Machine Technology		
Tutor(s) MATILAINEN, Jorma		
Assigned by Metso Paper Inc. Component Engineering department SAARI, Mika		
<p>Abstract</p> <p>The function of paper machine doctors is both to clean the surface of the rolls and dryer cylinders and to steer the paper web during a possible breakdown or during the startup phase. Vibrations are one of the doctors most critical problem. Vibrations lead to recurring and non-recurring tension, which on the other hand increases the structural tensions and leads to endurance damages e.g. weld cracks. The loss of the contact between the doctor blade and roll surface is a good example of damage caused by vibrations. The blade coming from the roll may make the paper web move on the wrong side of the blade. The result of this is interruptions in the production, which will lead to additional costs for the paper mill.</p> <p>With the increase of paper machine speed the excitation frequencies have also increased. Nevertheless there have been difficulties in increasing the natural frequencies of the doctors due to the limited space and an increase in the paper machine width. Vibrations that occur due to high frequencies are harmful; especially resonance frequencies should be avoided. Subcritical measurements are used to counteract resonance frequencies. However sometimes the doctors vibrate more than the allowed limit, which is due to the effect of miscellaneous the impulse force. There are three places where impulse forces that produce vibrations during doctoring can occur: on the surface of the rolls, on the paper machine framework and from oscillation.</p> <p>The layout for the dryer section doctor and especially the structure of the beam scraper, the dynamic measuring and finally the causes for vibrations and the possibilities for damping them are introduced in this thesis. Also a great proportion of this thesis studies the most common measurement criteria for predicting and preventing vibrations in the future.</p> <p>Extensive data has been collected for this thesis on the structure of the beam doctor, measuring principles, possibilities for damping vibrations and research results regarding the common measurement criteria. Even though this study found no distinct or absolutely functional solution for damping vibrations, nor measurement criteria, it still introduces many in-depth possibilities for damping vibrations. This thesis shows that studies like this one or similar to this one could be con-</p>		
Keywords doctor, dryer section, vibration, damping		
Miscellaneous		

Sisältö

1	OPINNÄYTETYÖN TARKOITUS	4
2	Metso Paper Oy.....	6
3	PAPERIKONE.....	6
3.1	Paperikoneen rakenne	6
3.2	Kuivatusosa	7
3.2.1	Kuivatusosan tehtävät	7
3.2.2	Kuivatuskonseptit	8
4	KAAPIMET	10
4.1	Kaapimien tehtävät ja toiminta	10
4.2	Palkkikaapimen konstruktio	13
4.2.1	Konstruktioon vaikuttavat tekijät	13
4.2.2	Omapainokuormitteiset palkkikaapimet	14
4.2.3	Letkukuormitteiset palkkikaapimet	16
4.2.4	Laakeroinnin paikan valinta	17
4.2.5	Terät	18
4.2.6	Vivut ja varret.....	19
5	VÄRÄHTELYMEKANIIKAN PERUSTEET	19
5.1	Yhden vapausasteen värähtelijä.....	20
5.1.1	Yhden vapausasteen vaimenematon vapaa ominaisvärähtely	20
5.1.2	Yhden vapausasteen vaimennettu ominaisvärähtely	22
5.1.3	Yhden vapausasteen viskoosisesti vaimeneva pakkovärähtely	27
5.2	Resonanssi	30
5.3	Usean vapausasteen värähtelijä	32
6	KAAPIMEN DYNAAMINEN MITOITUS.....	33
6.1	Mitoituskriteerit	33
6.2	Yksinkertainen laskentamalli	34
6.3	Doctors-sovellus	35
6.3.1	Nykyinen laskentamalli.....	35
6.3.2	Laskentaa varten tarvittavat tiedot.....	36
6.3.3	Ohjelman laskemat tulokset	39
6.4	Mitoitus ali- tai ylikriittiseksi	40
7	PALKKIKAAPIMEN VÄRÄHTELYJEN SYYT JA NYKYISET TORJUNTAKEINOT	42
7.1	Terän kautta tulevat herätteet	42
7.2	Muut herätevoimat	44
7.3	Vaimennuskeinot ja värähtelyn torjuminen	44
8	TUTKIMUKSEN TOTEUTTAMINEN JA TULOKSET	45
8.1	Korrelaatiokerroin K.....	46
8.1.1	Lähtökohta.....	46
8.1.2	Tutkimustyön toteutus.....	47
8.1.3	Tulokset.....	49
8.2	Vaimennuskeinot	51
8.2.1	Impaktivaimennin	51

8.2.2	Raevaimennin	56
8.2.3	Hystereesivaimennus	56
9	POHDINTA	59
	LÄHTEET	61
	LIITTEET	63
	Liite 1. Kopio Doctors-sovelluksen tulosteesta	63
	Liite 2. K-keroimen Excel-taulukot	67
	Liite 3. K-arvo palkkikaavioina projekteittain ja positioittain	75
	 KUVIOT	
	KUVIO 1. Paperikoneen rakenne	7
	KUVIO 2. Kuivatusosa yksiviiraviennillä	9
	KUVIO 3. Vac-tela	9
	KUVIO 4. Kaksoiskaapimen pääosat	11
	KUVIO 5. Kaavinventilaattorin pääosat	12
	KUVIO 6. Letkukuormitteinen palkkikaavin ja sen pääosat.....	12
	KUVIO 7. Kaavinpalkin poikkileikkaus	14
	KUVIO 8. Omapainokuormitteinen kaavin	15
	KUVIO 9. Kiinteä teränpidin	15
	KUVIO 10. Letkukuormitteinen teränpidin	17
	KUVIO 11 Laakerointipisteen mitoitus	18
	KUVIO 12. Yhden vapausasteen vapaa vaimenematon ominaisvärähtely	21
	KUVIO 13. Ylikriittinen ja kriittinen vaimennus	25
	KUVIO 14 Alikriittinen vaimennus.....	26
	KUVIO 15 Vaimennetun värähtelijän perusmalli	27
	KUVIO 16. Vaihekulma taajuussuhteen funktiona	30
	KUVIO 17. Suurennuskerroin taajuussuhteen funktiona.....	31
	KUVIO 18 Kaksitukisen palkin taivutus.....	34
	KUVIO 19. Kaapimen pääakselisto sekä vaikuttavat voimat ja suuntakulmat	38
	KUVIO 20 Kaapimen alikriittinen mitoitus	40
	KUVIO 21 Kaapimen ylikriittinen mitoitus.....	41
	KUVIO 22. Impaktivaimennin	53
	KUVIO 23. Impaktivaimennin kaapimen pohjassa.	53
	KUVIO 24. Moodianalyysin mittauskohdat.....	54
	KUVIO 25 Värähtelyn alin taivutusmuoto konesuunnassa impaktivaimentimen kanssa, ilman vanttiruuveja (oikea) vanttiruuvien kanssa (vasen).....	55
	KUVIO 26 Hystereesisilmukka, jännitys venymän funktiona	57

1 OPINNÄYTETYÖN TARKOITUS

Paperikoneen kaapimien tehtävänä on telojen pintojen puhdistaminen sekä paperiradan kulun ohjaaminen katko- ja käynnistystilanteissa. Oikein toimiessaan kaapimet pitävät telojen pinnat puhtaina ja paperiradan katketessa ohjaavat radan hallitusti pulpperiin, ettei paperi pääse kiertymään telan ympäri ja aiheuta näin katkotilannetta. Telojen pintojen epäpuhtaus näkyy nopeasti paperin laadussa. Kaapimien toiminnan varmuuden kannalta pahimmat ongelmat ovat värähtelyt ja niistä aiheutuva kaapimen terän irtoaminen osittain tai kokonaan telan pinnasta, jolloin kaapimen toiminta muuttuu epävarmaksi. Toiminnan epävarmuus heijastuu nopeasti paperikoneen seisokkien pituuteen ja tuottavuuteen.

Tämä opinnäytetyö on tehty Metso Paper Oy Rautpohjan toimipisteen Component Engineering -osastolle. Tavoitteena oli löytää yleinen mitoituskriteeri tai jokin muu keino ongelmallisten värähtelyiden hallitsemiseksi. Paperikoneen kaapimille on jo aiemmin tehty värähtely- ja konstruktio tutkimuksia. Edellisistä tutkimuksista on kuitenkin aikaa ja ne ovat osin vanhentuneita, sillä kaapimien profiili, rakenne ja materiaalit ovat kehittyneet ja muuttuneet sekä paperikoneiden nopeudet ja leveydet ovat kasvaneet merkittävästi.

Paperikoneiden nopeuksien kasvaessa myös herätetaajuudet ovat kasvaneet. Kuitenkin tilanahtauden ja koneiden leveyden kasvun vuoksi kaapimien ominaistuuksien kasvattaminen samassa suhteessa on ollut ongelmallista. Lisäksi pelkkä ominaistuuksien ei aina anna riittävää informaatiota rakenteen dynaamisesta käyttäytymisestä, sillä vaikka taajuustuloksiksi saadaan hyviä tuloksia, niin rakenteen jäykkyys voi silti olla huono ulkoisia kuormia vastaan. Yleisen mitoituskriteerin avulla oli tavoitteena saada ominaistajuuden lisäksi muitakin tunnuslukuja, joilla voitaisiin arvioida kaapimien jäykkyyttä ja soveltuvuutta. Lisäksi kaapimien ominaistajuuden nostamisen sijaan tarkasteltiin erilaisia vaimennusmahdollisuuksia värähtelyjen hallitsemiseksi. Vaimennusominaisuuksien parantaminen olisi hyvä ratkaisu, koska siten saavutettaisiin suurempi pelivara resonanssitaajuuden läheisyydessä.

Opinnäytetyön raportti on jaettu kolmeen kokonaisuuteen. Ensimmäisessä osassa käsitellään paperikoneeseen ja sen toimintaan liittyviä yleisiä asioita. Lisäksi tarkastellaan kuivatusosan kaapimien rakennetta ja toimintaperiaatetta. Tarkastelu kohdistuu erityi-

sesti paperikoneen kuivatusosan kiinteisiin ja letkukuormitteisiin palkkikaapimiin. Toisessa osassa esitellään värähtelymekaniikan perusteoria sekä kaapimien dynaaminen mitoitus. Kolmannessa osassa esitellään mitoituskriteerin selvittämiseksi tehdyn tutkimuksen toteuttaminen, analysoidaan saatuja tuloksia ja niiden hyödyllisyyttä. Lisäksi tarkastellaan erilaisia ratkaisumahdollisuuksia värähtelyjen vaimentamiseksi ja näiden vaihtoehtojen toteutuskelpoisuutta palkkikaapimien toimintavarmuuden parantamiseksi.

2 Metso Paper Oy

Metso Paper Oy on paperi- ja selluteollisuuden sekä jatkojalostus- ja levyteollisuuden koneiden, laitteiden ja järjestelmien toimittaja. Tuote- ja palveluvalikoima koostuu uusista tuotantolinjoista, käytössä olevien linjojen uudistuksista sekä huolto- ja asiantuntijapalveluista.

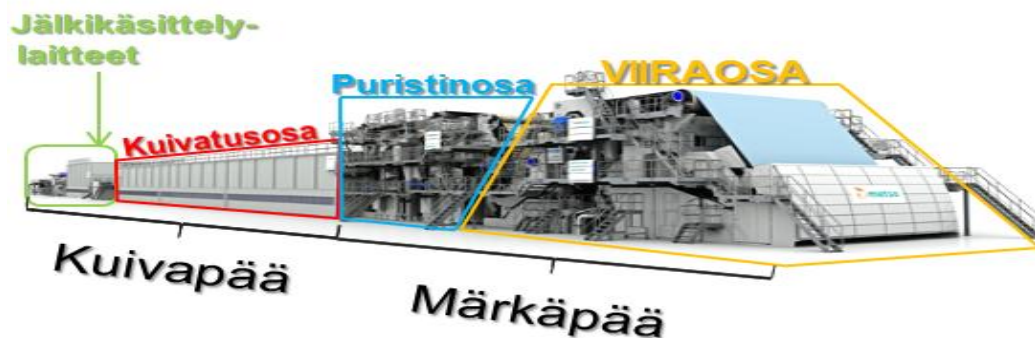
Metson Paperikoneet-yksikkö Jyväskylän Rautpohjassa on yhtiön suurin toimipaikka, jossa työskentelee noin 1700 henkilöä. Reilun 50 hehtaarin laajuisella tehdasalueella sijaitsevat paperi- ja kartonkikonetehdas, paperiteknologiakeskus, paperikoneiden huoltokeskus sekä rautavalimo. Vuositasolla Rautpohjassa viedään läpi 20 - 30 paperikone- ja uusintaprojektia. Pienempiä komponentti- ja varaosatoimituksia on satoja. Tarjousprojekteja käsitellään vuosittain yli 200. Rautpohjasta toimitetaan räätälöityjä paperikoneita, jotka ovat 5-11 metriä leveitä, yli sata metriä pitkiä ja yli 10 metriä korkeita. Kaikkiaan tuotannossa työskentelee noin 400 henkilöä. (Metso Paper Oy 2011.)

Opinnäytetyöni toimeksiantajana toimivan Metso Paper Oy:n Rautpohjan toimipisteen Component Engineering -osaston tehtäviin kuuluu kaapimien projektisuunnittelu sekä komponenttien kehityssuunnittelu. Osastolla suunniteltaviin tuotteisiin kuuluvat kaapimien lisäksi kiristimet, kudoksenohjaimet, vesikalusteet, huopaimurit suihkuputket sekä uutena tuotteena huovan sisäänajolaite.

3 PAPERIKONE

3.1 Paperikoneen rakenne

Paperikonekonseptit vaihtelevat paperilajeittain, kuitenkin puhuttaessa yleisesti paperikone voidaan jakaa yhteydestä riippuen kahteen, neljään tai vielä useampaan kokonaisuuteen. Kahteen osaan jaettaessa puhutaan märkä- ja kuivapäästä. Kuivapää voidaan eritellä vielä tarkemmin kuivatusosaan sekä mahdollisiin erilaisiin jälkikäsittelylaitteisiin. Märkää jakautuu vastaavasti viira- ja puristinosaan. Kuivatusosa sijaitsee paperikoneen loppupäässä, puristinosan jälkeen. Paperikoneen rakenne on esitetty kuviossa 1.



KUVIO 1. Paperikoneen rakenne (Metso Oyj, 2012)

3.2 Kuivatusosa

3.2.1 Kuivatusosan tehtävät

Kuivatusosan tehtävänä on kuivattaa paperi haihduttamalla haluttuun kuiva-ainepitoisuuteen tehokkaasti, tasaisesti ja taloudellisesti sekä ennen kaikkea paperin laatua huonontamatta. Ennen radan kuivatusosalle tuloa on teknisesti mahdollista saada sen kuiva-ainepitoisuus 50 % tasolle viira- ja puristinosa mekaanisilla vedenpoistomenetelmillä. Tämän jälkeen kuivatusosalla on tarkoituksena tuoda kuivatussylintereistä rataa lämpöenergiaa, jolla haihdutetaan vesi pois radasta ja viedään se ilman avulla pois radan läheisyydestä. Näin rata saadaan haluttuun kuiva-ainepitoisuuteen, ennen mahdollista kalanterointia ja rullaamista. (Knowpap 2012.)

Paperikoneiden nopeudet ovat jo pitkänaikaa kasvaneet voimakkaasti. Nopeuksien kasvattamisen seurauksena haitalliset värähtelyt ja värähtelyt rakenteissa myös kuivatusosalla ovat lisääntyneet. Tämän vuoksi on jouduttu tekemään muutoksia myös paperikoneiden kuivatusosille tehokkaamman kuivatuksen ja paremman ajettavuuden saavuttamiseksi. (Knowpap 2012.)

Ennen radan kuivatusosalle tuloa on teknisesti mahdollista saada sen kuiva-ainepitoisuus 50 %:n tasolle viira- ja puristinosa mekaanisilla vedenpoistomenetelmillä. Tämän jälkeen kuivatusosalla on tarkoituksena tuoda kuivatussylintereistä rataa lämpöenergiaa, jolla haihdutetaan vesi pois radasta ja viedään vesihöyry ilman avulla pois radan läheisyydestä. Näin rata saadaan haluttuun kuiva-ainepitoisuuteen ennen mahdollista kalanterointia ja rullaamista. (Knowpap 2012.)

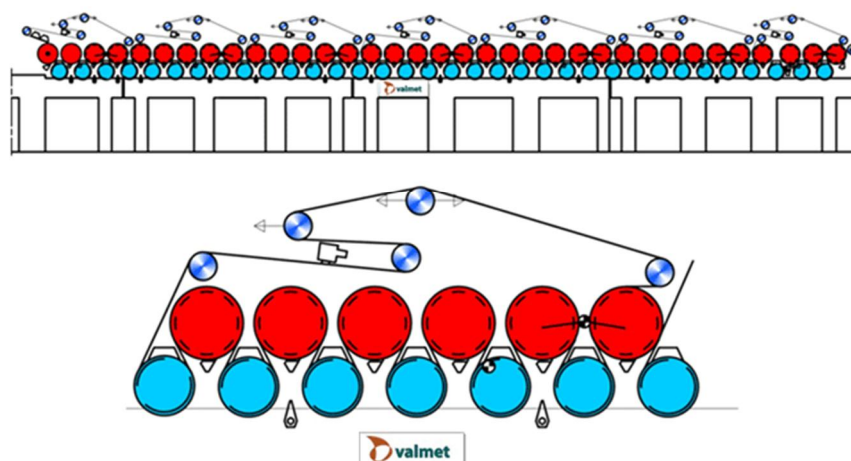
3.2.2 Kuivatuskonseptit

Paperin kuivatukseen on käytössä yleisesti kolme eri menetelmää. Yleisin kuivatusmenetelmä nykyisin on kontakti- eli sylinterikuivatus, johon tässä työssä tarkasteltavat kaapimet oleellisesti liittyvät. Kaksi muuta kuivatusosalla käytettävää kuivatusmenetelmää ovat säteilykuivatus eli infrapunakuivatus sekä useilla erilaisilla konstruktioilla toteutetut puhalluskuivatusmenetelmät, kuten päällepuhallus- ja leijukuivatus. Uusimmissa konsepteissa alkukuivatusta on tehostettu vielä päällepuhallustekniikalla, jossa paperi on sylinterin pinnalla ja puhallus kohdistuu kohtisuoraan paperin pintaa vasten.

Sylinterikuivatusmenetelmä on yleisimmin monisylinterikuivatusta, jossa paperirataa johdetaan suurien lämmitettyjen sylintereiden pinnassa. Sylinterin lämmitetään syöttämällä sen sisään höyrykytkimen kautta höyryä, joka lauhtuu sylinterin sisällä vedeksi. Höyryn lauhtumisesta vapautuva lämpö siirtyy rataa sylinterin seinämän läpi jolloin vesi haihtuu paperiradasta. Lauhde eli lauhtunut höyry kerätään pois sylinterin sisältä sifonien avulla lauhdekytkimen kautta lauhdejärjestelmään. (Knowpap 2012.)

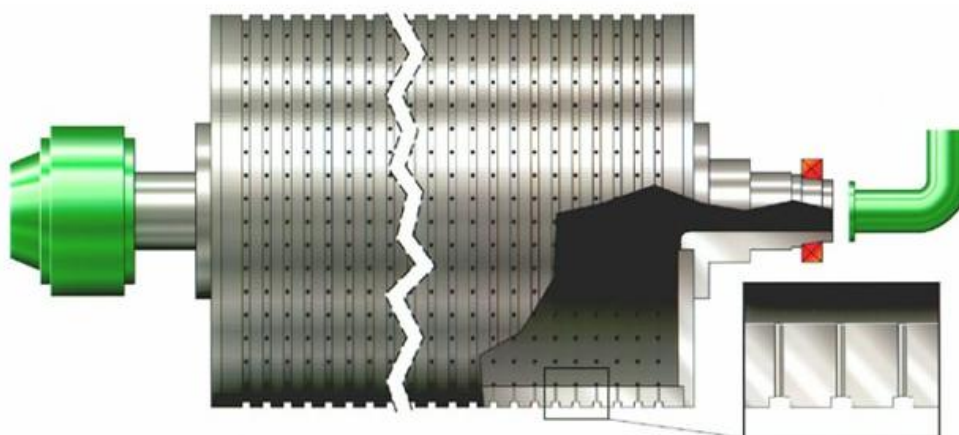
Yleensä kuivatusosia on kahden tyyppisiä, yksi- ja kaksiviiraisia, joista ensimmäinen on esitetty kuviossa 2. Uusissa paperikoneissa yksiviiravienti on korvannut kaksiviiraviennin, koska sillä saadaan parempi radantuenta ja voidaan käyttää suurempia ajonopeuksia. Nopeuksien noustessa paperiradan tukemistarve kuivatusosalla on kasvanut. Tätä varten on kehitetty alipaineteloilla eli Vac-teloilla varustettu yksiviiravienti. Alipaineteloilla varustettu yksiviiravienti eli Vac-tela-konsepti mahdollistaa köydettömän päännviennin sekä paperin laadun paremman kontrolloinnin. (Knowpap 2012.)

SymRun HS



KUVIO 2. Kuivatusosa yksiviiraviennillä (Knowpap 2012)

Tuentavaikutus saadaan aikaan telan urituksen ja puhalluslaatikon avulla. Kuviossa 3 näkyy, kuinka Vac-telaan on lisätty keskipakopuhallin, jonka avulla telan sisälle ime-tään alipaine. Lisäksi telan vaipan uriin on tehty rei'itys.



KUVIO 3. Vac-tela (Knowpap 2012)

Vac-telan reuna-alueiden tiheämmällä rei'ityksellä saadaan suurempi tuentavaikutus reuna-alueille. Hyvä reunatuenta ja riittävä alipainetaso saavat aikaan paremman poikkisuuntaisen kireysprofiilin ja mahdollistavat lisäksi reunanauhan köydettömän viennin. Parempi tuenta pienentää paperin poikkisuuntaista kutistumaa ja parantaa

ajettavuutta, mikä puolestaan parantaa paperin hyvien ominaisuuksien saavuttamisessa. (Knowpap 2012.) Jäljempänä tässä työssä puhuttaessa teloista, tarkoitetaan kuitenkin termien yksinkertaistamisen vuoksi pääasiassa kuivatussylintereitä, ellei toisin mainita.

4 KAAPIMET

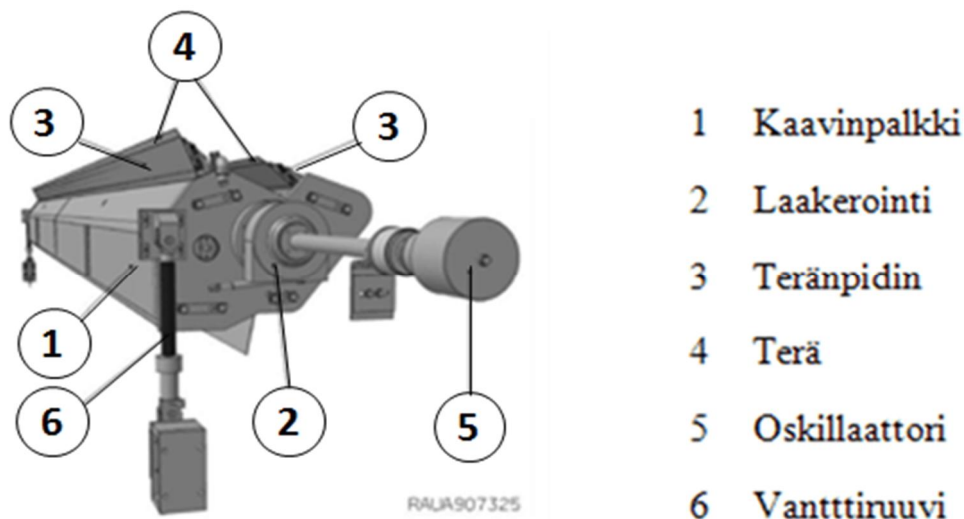
4.1 Kaapimien tehtävät ja toiminta

Kaapimen tehtävänä on telojen pintojen puhdistaminen niihin tarttuvista sideaineista sekä huovasta ja paperiradasta irtoavasta pölystä. Lisäksi tehtävänä on ohjata paperiradan kulkua irrottamalla raina telan pinnasta käynnistys- ja katkotilanteessa ja estää näin läpilaskut. Oikein toimiessaan kaapimet siis estävät lian kertymisen telojen pinnalle, mahdollistavat paperiradan päänniennin ja ohjaavat sen kulkua sekä vähentävät telojen, viirojen ja huopien huollontarvetta ja osaltaan takaavat näin hyvin toimivan paperikoneen.

Kaapimien toimintavarmuus on tärkeää, sillä telojen pinnan likaisuus näkyy nopeasti paperin laadussa. Vastaavasti katkotilanteissa on erityisen tärkeää johtaa paperirata hallitusti pulpperiin, sillä muuten paperirata alkaa kiertyä telan ympäri. Kaapimien pahimmat ongelmat ovat niiden jäykkyysongelmat sekä värähtelyt. Molemmissa tapauksissa voi kaapimen terä irrota kokonaan tai osittain telan pinnasta ja kaapimen toiminta tulee epävarmaksi. Toimintaepävarmuus puolestaan heijastuu paperikoneen tuottavuuteen sekä seisokkien pituuteen. (Turtinen 1987, 1.)

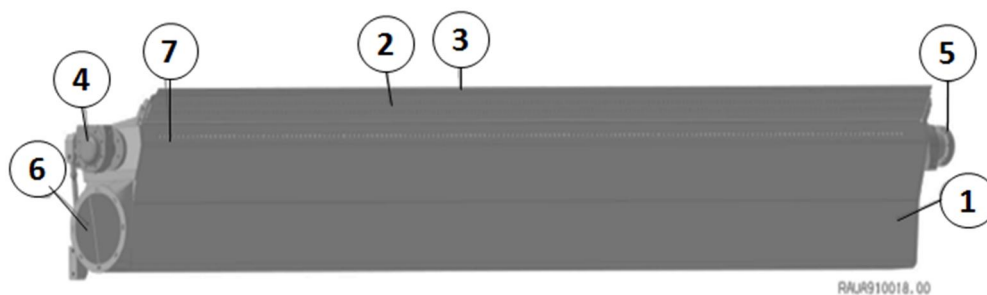
Erityyppisiä kaapimia käytetään eri teloilla koko koneen alueella ja niiden kuntoa on tarkkailtava erityisesti kuivatusosan kuivatussylintereillä, joissa rata ajetaan kaapimelta alas pulpperiin tai päännientilanteessa ohjataan päännientirainaa eteenpäin. Kuivatusosalla käytettäviä kaavintyypppejä ovat pääsääntöisesti palkkikaapimet ja kaavinventilaattorit. Yksittäistapauksissa kriittisessä kuivatussylinteripositiossa käytetään kaksoiskaavinta.

Kaksoiskaavin (ks. kuvio 4), toisinaan kuivatusosan ensimmäisellä sylinterillä käytetty kaavintyyppi, koostuu kahdesta kaavinpalkista, teränpitimestä, terästä sekä vanttiruuveista. Vanttiruuvien tilalla voi toissijaisesti olla myös pneumaattinen lukkosylinteri tai hydraulisylinteri. Palkit on kiinnitetty joko pulteilla päätylevyihin tai suoraan toisiinsa siten, että palkkien väliin jää vapaa aukko, josta hylky sekä muut epäpuhtaudet poistuvat pulpperiin. (Intranet 2012.)



KUVIO 4. Kaksoiskaapimen pääosat (Intranet 2012, muokattu)

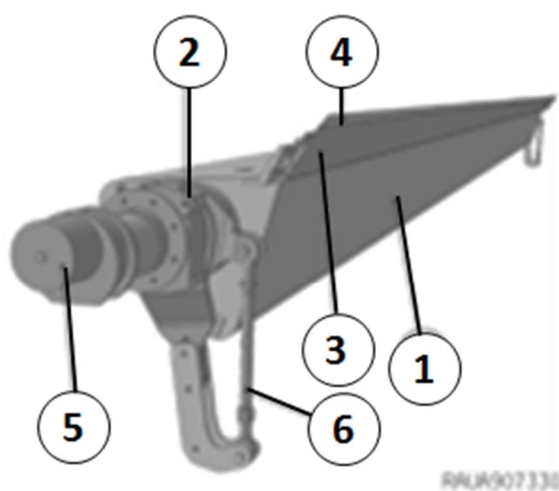
Kuviossa 5 esitetty kaavinventilaattori muodostuu ilmakehänä toimivasta runkopalkista, teränpitimestä, terästä sekä laakeroinneista. Palkkiin on integroitu ventilaattori ilmapuhalluksia varten. Kaapimen terä pitää telan pintaa puhtaana, ja ventilaattori puhalttaa korvausilmaa kaavinterän alapuolella olevista halkaisijaltaan noin 25 mm:n rei'istä. Reikien kautta ilmaa saadaan puhallettua tasaisesti koko radan leveydeltä kuivatusosan rakenteeseen muodostuvaan ilmataskuun, josta halutaan poistaa kosteaa ilmaa. (Intranet 2012.)



1) Kaavinpalkki 2) Teränpidin 3) Terä 4) Laakerointi 5) Liikutuslaitteisto 6) Ilmayhde 7) Puhallusaukot

KUVIO 5. Kaavinventilaattorin pääosat (Intranet 2012, muokattu)

Työssäni keskityn ainoastaan kuivatusosan palkkikaapimien dynaamiseen tarkasteluun, koska kaavinventilaattorin dynaaminen jäykkyys on parempi eikä värähtely- ja jäykkyysongelmia juuri esiinny. Kuviossa 6 on esitetty letkukuormitteinen palkkikaavin, joka koostuu kaavinpalkista, letkukuormitteisesta tai kiinteästä teränpitimestä, terästä sekä irrotus- ja kuormituslaitteista. Palkkikaapimia käytetään kuivatusosalla puhdistus- tai alaslaskukaapimina ja tekniset yksityiskohdat vaihtelevat hieman käytötarkoituksen mukaan. (Intranet 2012.)



1 Kaavinpalkki
2 Laakerointi
3 Teränpidin
4 Terä
5 Oskillaattori
6 Vantttiruuvi

KUVIO 6. Letkukuormitteinen palkkikaavin ja sen pääosat (Intranet 2012, muokattu)

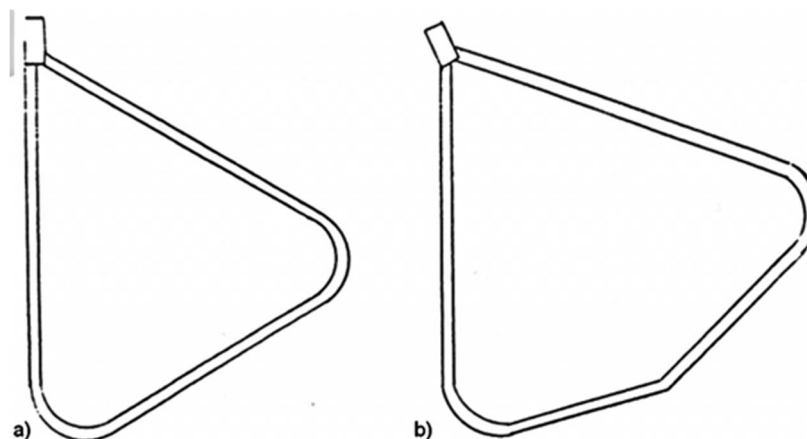
Alaslaskukaapimiksi kutsutaan paperiradan alaslaskupositiossa toimivia kaapimia. Alaslaskukaapimet mitoitetaan tavallisia puhdistuskaapimia vahvemmiksi, sillä radan alaspudotustilanteessa ne joutuvat vastaanottamaan suuren kuorman. Puhdistuskaavinten teräkuorma on 180 N/m, kun vastaavasti alaslaskukaapimien teräkuorma on 200...400 N/m. Näissä kaapimissa käytetään pääasiassa letkukuormitteisia teränpitimiä. (Intranet 2012.)

4.2 Palkkikaapimen konstruktio

4.2.1 Konstruktioon vaikuttavat tekijät

Kaapimien konstruktio määräytyy kaapimen tehtävän, toimintaympäristön, position sekä paperikoneen leveyden mukaan. Märänpään kaapimien kaavinpalkit ovat joko haponkestävää terästä tai haponkestävällä teräksellä vuorattuja. Kuivatusosan palkkikaapimien runkorakenne sen sijaan on maalattua rakenneterästä, sillä kuivatusosalla ei esiinny korroosio-ongelmia. Kuitenkin sellaisissa positioissa kuivatusosalla, joissa kaapimen ympärillä on voimakkaita lämpötilaeroja, käytetään lämpöeristettyä kaavinpalkkia. Lämpöeristettyyn kaavinpalkkiin on lisätty rungon ja vuorauspellin väliin lämpöeristeeksi vuorivillaa ($s = 20$ mm). Eristevilla ei täysin estä lämpötilaerojen vaikutusta palkkiin, mutta hidastaa lämmönjohtumista sekä jakaa lämmön tasaisemmin koko palkin alueelle. Vuoraamaton palkki vääntyisi lämpötilaerojen vaikutuksesta. (Luosma 2012.)

Kuviossa 7 on esitetty palkkikaapimen poikkileikkauksen profiili. Nykyiset kuivatusosan palkkikaapimet ovat pääpiirteittäin vanhasta kolmioprofiilista (a) modifioituja versioita (b), jäykempiä konstruktioita, joihin on niin sanotusti lisätty yksi kulma.

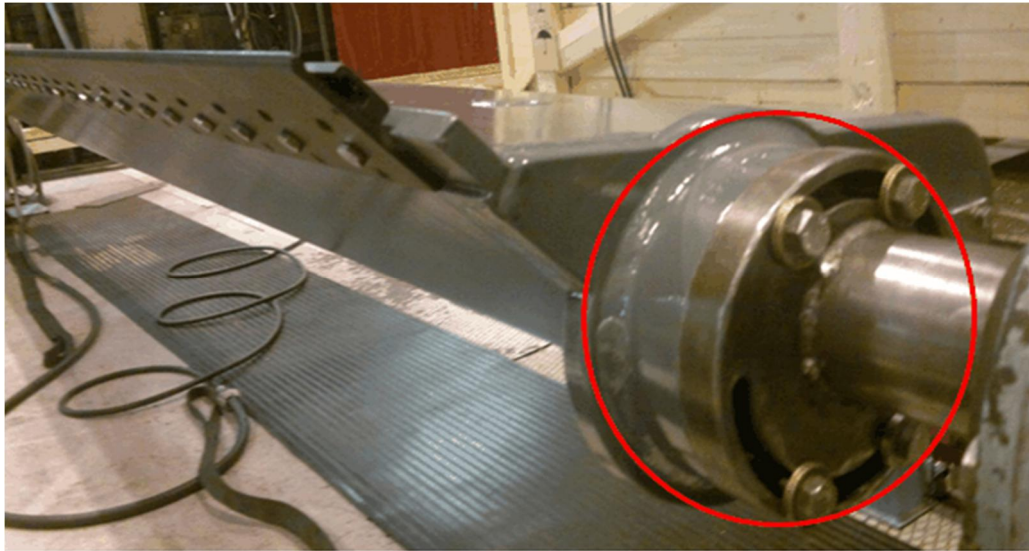


KUVIO 7. Kaavinpalkin poikkileikkaus (Turtinen 1987, 5, muokattu.)

Kuivatusosan kaapimet ovat joko letkukuormitteisia tai omapainokuormitteisia palkkikaapimia. Suurimmat erot näiden kaavintyyppien välillä ovat terän kuormitustavoissa sekä teränpitimissä. Omapainokuormitteiset kaapimet ovat lähinnä puhdistuskaapimia, joita käytetään pääasiassa vain kapeissa ja keskileveissä paperikoneissa (viiranleveys alle 8000 mm). Nykyisin käytetään etenkin ongelmallisiksi tiedetyissä positioissa myös puhdistuskaapimina yleensä letkukuormitteisia kaapimia päänniennin vuoksi, sekä omapainokuormitteisissa aiemmin esiintyneiden värähtely ja jäykkyysoongelmien vuoksi.

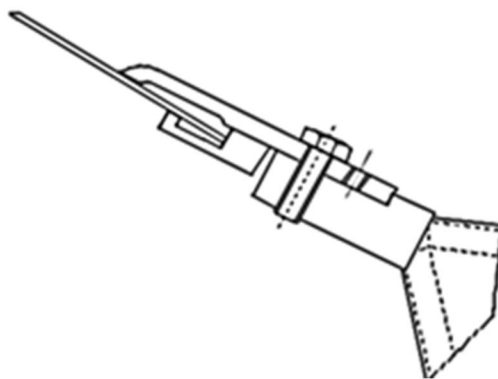
4.2.2 Omapainokuormitteiset palkkikaapimet

Omapainokuormitteisten kaavinten (ks. kuvio 8) teränpidin on aina kiinteä ja teräpäine saadaan aikaan kaapimen omalla painolla ja laakeroointipisteen oikealla mitoituksella. Palkkikaavin on kiinnitetty kaapimen kannattimiin laakeroinneista koneen hoito- ja käyttöpuolella, mikä mahdollistaa painovoimakuormitteisen kaapimen kuormituksen ja kaapimen asennuksen vaatiman kaavinpalkin kiertoliikkeen sekä kaapimen käännön huoltoasentoon. Lisäksi laakeroinnit mahdollistavat oskilloinnin vaatiman aksiaalisen liikkeen. (Intranet 2012.)



KUVIO 8. Omapainokuormitteinen kaavin

Teräpaine on pintapaine terän kulumisviisteen ja kaavaroitavan pinnan välillä (yksikkö N/m^2), eli voima, jolla terä kuormittuu kaavaroitavan telan pintaa vasten. Omapainokuormitteisilla kaapimilla teräpaine saadaan omalla painolla. Kaapimen laakeroinnin paikka mitoitetaan kaavinpalkin poikkileikkauksen suhteen siten, että kaavinpalkin painovoiman aiheuttama momentti laakerointipisteen suhteen saa aikaan tietyn perusteräpaineen telaa vasten. Tällä kuormitustavalla teräpainetta ei voida säätää kaapimen palkin tai teränpitimen kuormitusta muuttamalla, vaan kiinteä pidin (ks. kuvio 9) välittää kaavinpalkista tulevan voiman terälle. Omalla painolla kuormitetun kaapimen terä irrotetaan telan pinnasta kääntämällä kaavinpalkkia käsinavauskammella. (Intranet 2012.)



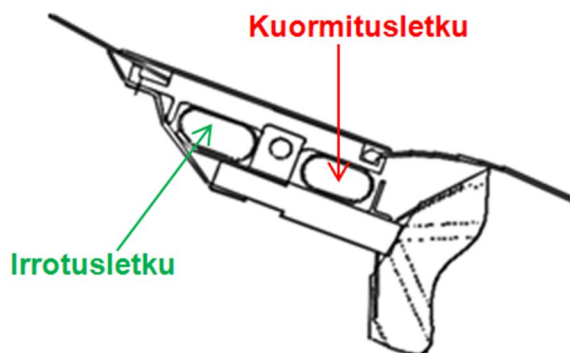
KUVIO 9. Kiinteä teränpidin

Yksittäistapauksissa omapainokuormitteisille kaapimille voidaan antaa lisäkuormaa paineilmasylintereillä, jotka ovat kaavinpalkin molemmissa päissä. Tällöin kokonais-teräpaine on painovoiman aiheuttaman teräpaineen ja paineilmasylintereillä tuotetun teräpaineen summa. Teränpidin on tässäkin tapauksessa kiinteä K35-pidin. Tällaiseen kaksitoimiseen erityisratkaisuun päädytään, jos normaalin omapainokuormitteisen kaapimen toiminnassa on ilmennyt ongelmia eikä asiakas halua tilalle letkukuormitteista kaavinta.

Edellä mainitussa tilanteessa paineilmasylinterit on kiinnitetty toisesta päästään kiinteästi laakeroinnissa olevaan vipuun ja toisesta päästään kaavinpalkissa olevaan vipuun. Teräpainetta voidaan säätää perusterävoiman ja maksimiterävoiman välillä muuttamalla paineilmasylinterien painetta. Paineistettaessa paineilmasylinterin kuormituspuoli sylinteri kääntää kaavinpalkkia siten, että terä osuu telaan ja sylinterien kuormitusvoima välittyy kaapimen laakeroinnin, vivuston ja kaavinpalkin välityksellä lisävoimaksi terälle. Näin saadaan haluttu teräpaine. Paineistamalla paineilmasylinterien avauspuoli sylinterit toimivat kaapimen irrotuslaitteina ja terä saadaan irtoamaan telan pinnasta. Kaavin palautuu kuormitusasentoonsa, kun paine paineilmasylinterin avauspuolelta poistuu. (Intranet 2012.)

4.2.3 Letkukuormitteiset palkkikaapimet

Letkukuormitteisista kaapimista puhuttaessa tarkoitetaan palkkikaavinta, jossa terä kiinnitetään kuviossa 10 esitettyyn letkukuormitteiseen teränpitimeen. Kaikissa paperikoneissa alaslaskukaapimien sekä leveissä (viiranleveys yli 8000 mm) paperikoneissa myös puhdistuskaapimien terä kiinnitetään päänsiennin vuoksi letkukuormitteisillä teränpitimillä. Lisäksi letkukuormitteinen pidin profiloi kiinteää pidintä paremmin telan pinnalle. Näin ollen esimerkiksi katkotilanteessa, kun huuvaan ovet joudutaan aukaisemaan ja kuivatusosalle virtaa kylmää ilmaa, letkukuormitteisen kaapimen terä profiloituu palkin vääntymisestä huolimatta paremmin telan pinnalle kuin lämpötilan äkillisestä muutoksesta palkin mukana vääntyvän K35-kaapimen. (Saari 2012.)

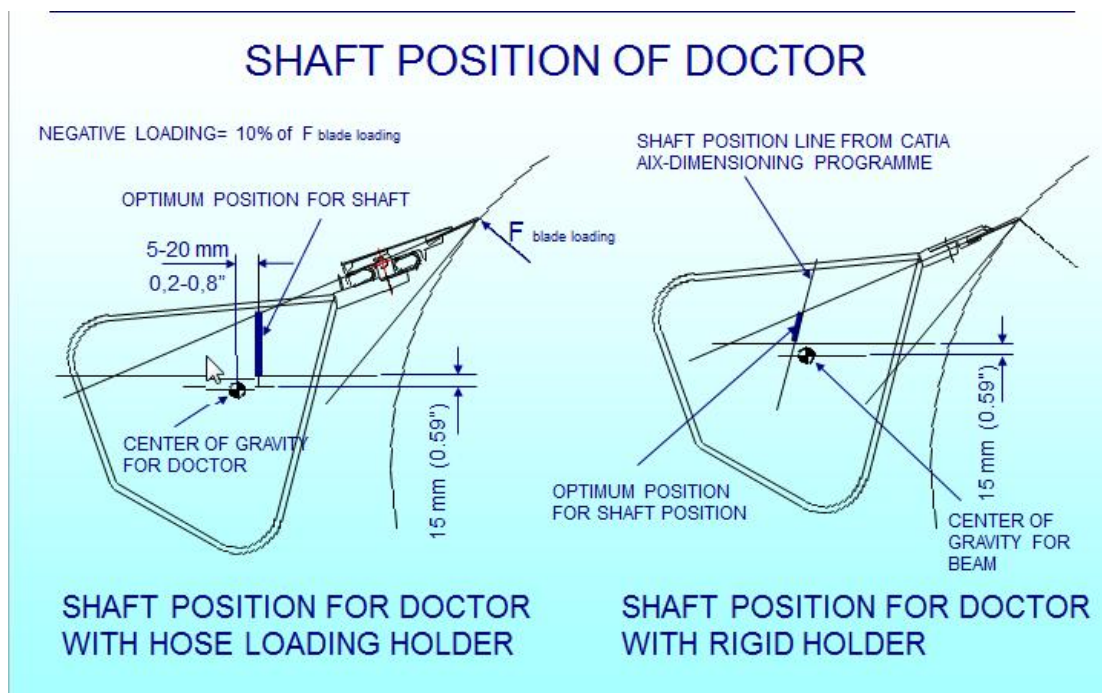


KUVIO 10. Letkukuormitteinen teränpidin

Kiinnitettäessä terä letkukuormitteiseen teränpitimeen paineilmalla paineistettu kuormitusletku kuormittaa terää telaa vasten. Lisäämällä kuormitusletkun painetta lisätään siis teräpainetta. Jos kuormitusletkussa ei ole painetta, kaapimen terä ei kuormita telaa, eli terä irrotetaan telan pinnasta poistamalla kuormitusletkun paine ja paineistamalla irrotusletku. Letkukuormitteisella pitimellä varustetun kaapimen teräpainetta säädellään ainoastaan teränpitimen kuormitus- ja irrotusletkun paineilla (vrt. omapainokuormitteinen kaavin).

4.2.4 Laakeroinnin paikan valinta

Sekä letkukuormitteisilla että omapainokuormitteisilla palkkikaapimilla laakeroinnin laippa mitoitetaan epäkeskeiseksi ja näin ollen laakerointipiste tulee epäkeskeiseksi. Laipan epäkeskeisyys näkyy hyvin kuvioista 8. Laakeroinnin laipan on sijaittava vähintään 15 mm kaavinpalkin painopisteen yläpuolella ja sijaittava sektorissa, joka jää terälinjan sekä kaapimen terän telan kosketuspisteen tangentin väliin, kuten kuviossa 11 on esitetty. Omapainokuormitteisilla kaapimilla laakerointipisteiden kohtien valinnassa on huomioitava, että terälle on saavutettava 90 N/m tai 180 N/m kuormitus kaapimen omasta painosta. (Intranet 2012.)



KUVIO 11 Laakerointipisteen mitoitus (Intranet 2012)

Lisäksi letkukuormitteisilla palkkikaapimilla kaavin suunnitellaan omasta painostaan avautuvaksi avausvoiman ollessa noin 10 % teräkuormasta. Tapauksissa, joissa ei muuten ole mahdollista sijoittaa laakerointipistettä edellä mainittujen ehtojen mukaisesti hyväksyttävään paikkaan, on mahdollista käyttää lisämassoja sekä omapaino-kuormitteisilla että letkukuormitteisilla palkkikaapimilla.

4.2.5 Terät

Kaapimen terä kaapii pyörivän telan pintaa pitäen sen puhtaana. Terä kuluu kaavittaessa ja on siksi kulutusosa, jonka kulumiseen vaikuttavia tekijöitä ovat teräpaineen lisäksi teräkulma, terämateriaali, telan pintamateriaali, mahdollinen voiteluneste ja koneen nopeus sekä paperilaatu. Terämateriaalin valintaan vaikuttavat käyttökohteen lämpötila, telapinnoite, ympäristöolosuhteet sekä sen käyttötarkoitus. Toisin sanoen kaapimen terävoima, teräkulma ja terämateriaali määritellään telan pintamateriaalin ja kaapimen position perusteella, kuivatusosalla käytettäviä terämateriaaleja ovat hiilikuitu, lasikuitu sekä hyvin harvoin karkaistu teräs.

4.2.6 Vivut ja varret

Letkukuormitteisten kaapimien kaavinpalkki tuetaan käyttöasentoon paineilmasylinterien sijaan pääsääntöisesti kaavinpalkin molemmista päistä vanttiruuveilla. Vanttiruuveissa on molemmissa päissä pallosilmukat, jotka sallivat kaapimen oskilloinnin (kaapimen terän konesuuntaan nähden poikittaisen liikkeen) pneumaattisella tai sähkömekaanisella oskillaattorilla. Kaavinta liikutettava matka koneen poikkisuunnassa on 16...20 mm ja tällä liikkeellä pyritään lisäämään kaapimen puhdistuskykyä, vähentämään terän naarmuuntumista sekä tasoittamaan terän kulumista). (Intranet 2012.)

Alaslaskukaapimilla on vanttiruuvien oltava mahdollisimman pitkä (min 700 mm). Pitkä varsi pienentää kaavinpalkin haitallista keinumisliikettä liikuttaessa kaavinta oskillaattoreilla paperiradan alaslaskupositioissa, joissa rata tulee suoraan kaapimen terälle. Kapeiden paperikoneiden omapainokuormitteisissa puhdistuskaapimissa, joissa käytetään kääntösyylinteriä palkin avaamiseen, sylinterille ei ole pituusehtoa. (Intranet 2012.)

5 VÄRÄHTELYMEKANIIKAN PERUSTEET

Värähtely on yleinen luonnonilmiö, joka yleisesti määritellään fysikaalisen systeemin liikkeenä tietyn tasapainoaseman ympärillä. Opinnäytetyössäni, kaapimia tarkastellessa, tarkastelen mekaanista fysikaalista systeemiä. Mekaanisiksi systeemeiksi kutsutaan rakenteita, koneita ja koneenosia ja niiden värähtelyllä tarkoitetaan mekaanisen systeemin liiketilaa, joka määrääjän kuluttua toistuu joko täysin tai lähes samanlaisena, jolloin teoreettisesti tarkasteltuna voidaan puhua suureen arvon vaihtelusta ajan suhteen. Värähtelyä voidaan käyttää hyväksi muun muassa tiivistimissä, seuloissa, tärinäkuljettimissa, resonanssipurissa ja sekoittimissa sekä useissa muissa vastaavissa konetekniikan sovelluksissa. Kuitenkin useimmiten värähtelyt koneissa ja rakenteissa ovat haitallisia ja ne on pyrittävä estämään koneissa ja niiden rakenteissa mahdollisimman tarkasti, sillä värähtelystä aiheutuvat jaksollisesti vaihtelevat jännitykset voivat johtaa väsymisvaurioihin. (Pennala 1999, 11-12.)

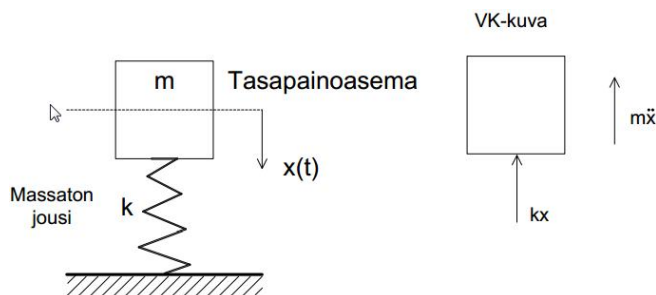
5.1 Yhden vapausasteen värähtelijä

Yksinkertaisin värähtely käsittää vain yhden vapausasteen. Hyviä esimerkkejä tällaisesta ovat jousi-massa – systeemi ja heiluri, sillä näissä tapauksissa värähtely on yleensä jaksollista, eli värähtelyllä on tietty jaksonaika. Kaikilla rakenteilla on massa ja jäykkyys, joiden jakautuminen ja suuruus ovat tärkeimmät rakenteen dynaamiseen käyttäytymiseen vaikuttavista tekijöistä. Värähtelevässä systeemissä on aina vähintään yksi jousi (k) ja pistemäiseksi ajateltu keskitetty massa (m). (Pennala 1999, 13.)

Vapausasteilla puolestaan tarkoitetaan dynamiikassa kappaleen aseman määrittelymiseksi tarvittavia riippumattomia koordinaatteja. Koordinaatteina voivat olla sekä translaatiot että rotaatiot. Rotaatiokoordinaatteihin ja siten vääntövärähtelyyn en seuraavassa perehdy. En huomionnut vääntövärähtelyä tässä työssä, koska vääntövärähtelyjen tiedetään olevan ongelmallista vain kaapimien huomattavasti normaalista poikkeavissa konstruktioissa. Kuvion 12 kuvaamassa tilanteessa kappaleella on pistemäiseksi oletettu massa ja se liikkuu vain x-suunnassa, eli sillä on vain yksi liikesuunta ja näin ollen yksi vapausaste. Yhden vapausasteen värähtelijää voidaan pitää perustapauksena myös siksi, että on erittäin tärkeää tuntea se perusteellisesti ymmärtääkseen värähtelyn perusteet sekä siksi, että usean vapausasteen systeemi voidaan usein muuttaa useaksi toisistaan riippumattomaksi yhden vapausasteen tapaukseksi. (Pennala 1999, 13, 31.)

5.1.1 Yhden vapausasteen vaimenematon vapaa ominaisvärähtely

Ominaisvärähtelyllä tarkoitetaan mekaanisen systeemin liikettä, ilman ulkoisten voimien vaikutusta. Ominaisvärähtely alkaa, jos systeemillä on alkuhetkellä mekaanista energiaa potentiaalienergian ja/tai liike-energian muodossa eli systeemi ei ole alkuhetkellä levossa staattisessa tasapainoasemassaan. Ominaisvärähtely on liikettä tasapainoaseman suhteen. (Lähtenmäki n.d., 3.1.)



KUVIO 12. Yhden vapausasteen vapaa vaimenematon ominaisvärähtely (Hietala 2010, 14)

Kuvion 12 massa-jousi-systeemi on yksinkertaisin malli yhden vapausasteen värähtelyn systeemistä, johon ei vaikuta ulkoisia voimia. Tällöin vapaan värähtelijän liikeyhtälö kirjoitetaan muotoon:

$$m\ddot{x} + kx = 0, \quad (1)$$

missä \ddot{x} on aseman toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys. Näin ollen, kun vaimentumattomaan harmoniseen värähtelijään ei vaikuta kitka- eikä pakkovoimaa, voidaan Newtonin toisen lain perusteella kirjoittaa systeemiin vaikuttava voima muotoon:

$$F_l = m\ddot{x} = -kx. \quad (2)$$

Liikkeyhtälön johtamiseksi määritetään:

$$\omega_0^2 = k/m, \quad (3)$$

missä ω_0 on värähtelevän systeemin ominaiskulmataajuus.

Näin liikeyhtälö saadaan muotoon:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad (4)$$

Liikkeyhtälön yleisen ratkaisun tiedetään olevan:

$$x(t) = \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + x_0 \cos \omega t, \quad (5)$$

missä \dot{x}_0 on alkunopeus ja x_0 alkuasema.

Liikkeyhtälön 5 ratkaisu voidaan esittää myös muodossa:

$$x(t) = C \sin(\omega t + \varphi), \quad (6)$$

missä C on amplitudi eli värähdyslaajuus ja φ vaihekulma.

Liikkeen jakso (T) on aikaväli jonka jälkeen liike toistuu samanlaisena ja sen käänteisluku, eli taajuus (f) ovat:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (7)$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (8)$$

5.1.2 Yhden vapausasteen vaimennettu ominaisvärähtely

Edellä läpikäydyssä vapaan värähtelijän esimerkissä liikkeyhtälöön ei siis vaikuttanut vaimennusvoima eikä mikään ulkoinen heräte. Vaimennetusta ominaisvärähtelystä puhuttaessa värähtelijä on taas sellainen, mihin ei vaikuta ulkoinen heräte, mutta vaimennusvoimia on kylläkin. Mikäli vaimennus olisi vähäistä, voitaisiin se jättää huomioimatta. Vaimennusta esiintyy kuitenkin kaikissa värähtelevissä mekaanisissa systeemeissä ja vaimennus vaikuttaa värähtelevän systeemin ominaistaajuuksiin ja ominaismuotoihin. Vaimennusta käsiteltäessä pyritään usein käyttämään viskoosia vaimennusmallia, vaikka vaimennus ei todellisuudessa sitä olisikaan, sillä sen käyttö johtaa lineaariseen teoriaan ja näin liikkeyhtälöiden matemaattinen ratkaiseminen onnistuu parhaiten. (Lähteenmäki n.db, 2.9.)

Vaimenevan värähtelijän liikkeyhtälö saa seuraavan muodon:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0, \quad (9)$$

missä \dot{x} on aseman ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus. Kerroin c puolestaan on vaimennusvakio, jonka suuruus riippuu kyseessä olevan nesteen viskositeetista sekä siinä liikkuvan kappaleen geometriasta.

Vaimennusvakio kuvastaa systeemin todellista vaimennusvoimaa. Jäykän kappaleen liikkuessa nesteessä liikettä vastustava vaimennusvoima F on tavallisissa olosuhteissa suoraan verrannollinen kappaleen nopeuteen ($\dot{x} = v$) ja näin voidaan kirjoittaa yhtälö:

$$F_D = c\dot{x} = cv. \quad (10)$$

Liikkeyhtälön johtamiseksi määritetään:

$$\zeta = c/2\sqrt{\frac{k}{m}} = c/2m\omega. \quad (11)$$

Kerroin ζ on vaimennussuhde, joka ilmaisee vaimennusvoiman ja jousivoiman suhteen ja on dimensioton luku.

Yhtälöiden (3) ja (11) perusteella sekä jakamalla yhtälö (9) puolittain massalla (m) voidaan yhdenvapausasteen vaimennetun ominaisvärähtelyn liikkeyhtälö kirjoittaa standardimuotoon:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega_0^2x = 0. \quad (12)$$

Yhdenvapausasteen vaimennetun ominaisvärähtelyn liikkeyhtälön yleinen ratkaisu on muotoa:

$$x(t) = e^{-\zeta\omega t} \left(A_1 e^{\sqrt{\zeta^2-1}\omega t} + A_2 e^{-\sqrt{\zeta^2-1}\omega t} \right). \quad (13)$$

Liikkeyhtälön (13) vakiot A_1 ja A_2 ovat massan m , alkuaseman x_0 sekä alkunopeuden \dot{x}_0 perusteella määräytyviä. Koska vaimennussuhde ζ voi saada arvoja väliltä $0 \leq \zeta < \infty$, voi yllä neliöjuuressa oleva lauseke $\zeta^2 - 1$ olla positiivinen, nolla tai negatiivinen. Edellisen perusteella vaimennukselle saadaan kolme erilaista tapausta:

- ylikriittinen vaimennus $\zeta > 1 \Leftrightarrow (c^2 > 4mk)$
- kriittinen vaimennus $\zeta = 1 \Leftrightarrow (c^2 = 4mk)$
- alikriittinen vaimennus $\zeta < 1 \Leftrightarrow (c^2 < 4mk).$

Liikkeyhtälön ratkaisu on kussakin tapauksessa luonteeltaan erilainen. Vaimennuksen ollessa ylikriittinen tai kriittinen on vaimennus niin voimakas, ettei värähtelyä tapahdu ollenkaan. Käytännössä palkkikaapimet, kuten rakenteet yleensäkin, ovat alikriittisesti vaimennettuja systeemejä ja niille on ominaista värähdellä tasapainoasemansa ympärillä. Tämän vuoksi kaapimille on olemassa lasketut värähtelyjen takuurajat. Kaikissa edellä mainituissa tapauksissa värähtely kuitenkin kuolee pois. (Lähtenmäki n.dc, 3.18.)

Ylikriittisen vaimennuksen ($\zeta > 1$) tapauksessa siirtymä x siis lähenee asymptoottisesti nollaa, kun aika $t \rightarrow \infty$. Liikkeyhtälön 13 vakioiden A_1 ja A_2 lausekkeet tässä tapauksessa ovat:

$$A_1 = \frac{\dot{x}_0 + (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega x_0}{2\omega\sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (14)$$

$$A_2 = \frac{-\dot{x}_0 + (-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega x_0}{2\omega\sqrt{\zeta^2 - 1}}. \quad (15)$$

Ylikriittinen vaimennus on niin voimakas, että värähtelyä ei esiinny ollenkaan, eikä syntyvä liike ole jaksollinen, vaan siirtymä x lähestyy asymptoottisesti nollaa. Kuvios-
ta 13 on nähtävissä, kuinka ylikriittisen vaimennuksen omaavan värähtelijän siirtymä lähestyy nollaa hitaammin kuin muuten vastaava kriittisen vaimennuksen värähtelijän. Ylikriittisen vaimennuksen omaavan värähtelijän liikkeyhtälön yleinen ratkaisu on esitetty kaavassa 13. (Lähtenmäki n.dc, 3.9.)

Kriittisen vaimennuksen omaavan värähtelijän liikkeyhtälön yleiseksi ratkaisuksi tulee

$$x(t) = (A_1 e^{-\omega t} + A_2 t e^{-\omega t}), \quad (16)$$

missä vakiot A_1 ja A_2 ovat:

$$A_1 = x_0 \quad (17)$$

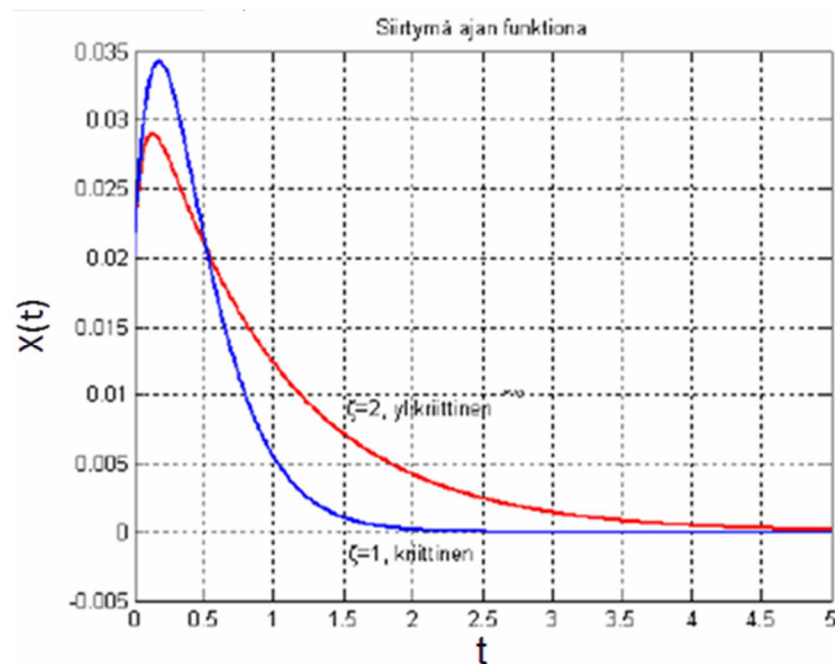
$$A_2 = \dot{x}_0 + \omega x_0. \quad (18)$$

Koska kriittisen vaimennuksen tapauksessa ($\zeta = 1$), saadaan kaavaan 11 sijoittamalla vaimennusvakiolle lauseke:

$$c_c = 2m\omega = 2\sqrt{km}. \quad (19)$$

Tällä perusteella vaimennussuhde ζ yhden vapausasteen systeemissä tarkoittaa siis todellisen vaimennuksenvakion c ja kriittisen vaimennuksen c_c suhdetta:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (20)$$



KUVIO 13. Ylikriittinen ja kriittinen vaimennus (Lähteenmäki n.d, 3.9c, muokattu)

Kun värähtelijän vaimennus on alikriittinen ($\zeta < 1$), voidaan lausekkeen $\sqrt{\zeta^2 - 1}$ ollessa imaginäärinen, laittaa se muotoon $i \cdot \sqrt{\zeta^2 - 1}$, missä $i=1$. Näin liikeyhtälö 12 saadaan muotoon:

$$x(t) = e^{-\zeta\omega t} \left(A_1 e^{i\sqrt{\zeta^2-1}\omega t} + A_2 e^{-i\sqrt{\zeta^2-1}\omega t} \right). \quad (21)$$

Liikkeyhtälön johtamiseksi määritellään:

$$\omega_d = \omega \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (22)$$

$$t_d = \frac{2\pi}{\omega_d} = \frac{2\pi}{\omega \sqrt{1 - \zeta^2}}, \quad (23)$$

missä ω_d on vaimennettu ominaiskulmataajuus sekä t_d on vaimennettu ominaisvärähdysaika. Eulerin kaavan sekä vaimennetun ominaiskulmataajuuden määritelmän perusteella saadaan liikkeyhtälö 21 muotoon:

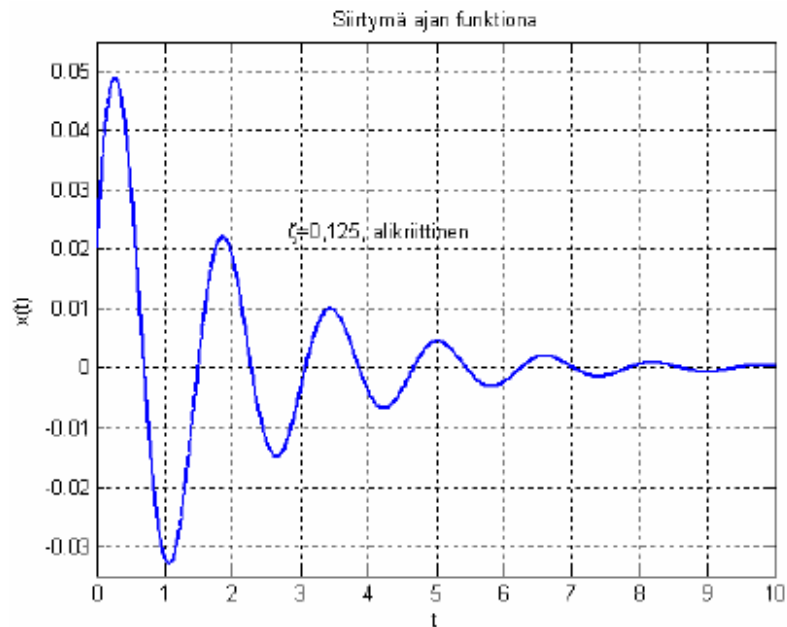
$$x(t) = e^{-\zeta\omega t} (A_3 \cos \omega_d t + A_4 \sin \omega_d t), \quad (24)$$

missä vakiot uudet reaaliset vakiot ovat $A_3 = A_1 + A_2$ ja $A_4 = i(A_1 - A_2)$. Kun tunnetaan systeemin alkuasema x_0 ja alkunopeus \dot{x}_0 , voidaan kirjoittaa vakiot muotoon:

$$A_3 = x_0 \quad (25)$$

$$A_4 = \frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega x_0}{\omega \sqrt{1 - \zeta^2}}. \quad (26)$$

Kuviossa 14 on esitetty alikriittisen vaimennuksen kuvaaja.



KUVIO 14 Alikriittinen vaimennus (Lähteenmäki n.d, 3.10c)

Liikkeyhtälö 24 voidaan amplitudin C ja vaihekulman Ψ avulla sekä alkuaseman x_0 ja alkunopeuden \dot{x}_0 perusteella kirjoittaa:

$$x(t) = Ce^{-\zeta\omega t} \sin(\omega_d t + \Psi), \quad (27)$$

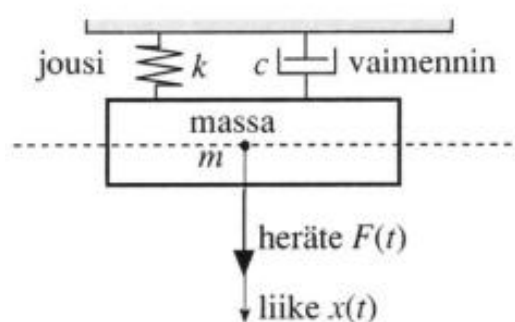
missä vakiot C ja Ψ ovat:

$$C = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega x_0}{\omega\sqrt{1-\zeta^2}}\right)^2} = \sqrt{A_3^2 + A_4^2} \quad (28)$$

$$\Psi = \arctan\left(\frac{x_0\omega\sqrt{1-\zeta^2}}{\dot{x}_0 + \zeta\omega x_0}\right). \quad (29)$$

5.1.3 Yhden vapausasteen viskoosisesti vaimeneva pakkovärähtely

Edellä käsiteltiin yhden vapausasteen vapaata sekä vaimennettua ominaisvärähtelyä. Kuitenkin todellisuudessa värähtelevään mekaaniseen systeemiin liittyy yleensä myös heräte, ajasta riippuva ulkoinen kuormitus $F(t)$, jolloin värähtelyä kutsutaan pakkovärähtelyksi. Heräte voi olla harmoninen, jaksollinen tai jaksoton. Tärkein jaksollinen heräte on harmoninen heräte ja seuraavassa käsitellän yhden vapausasteen systeemin vastetta harmoniseen herätteeseen. Kuivatusosan kaapimille tärkeimpiä harmonisen herätteen lähteitä ovat pyörivät kuivatussylinterit. Harmoniselle herätteelle on tyypillistä, että syntyvä pakkovärähtely tapahtuu samalla taajuudella, millä ulkoinen herätevoima vaihtelee. (Lähtenmäki n.dd, 4.1.)



KUVIO 15 Vaimennetun värähtelijän perusmalli (Pennala 1999, 13)

Kun systeemiin vaikuttaa kuvion 15 mallin mukaisesti ulkoisen, ajasta riippuvan herätevoiman lisäksi myös vaimennusvoima c , kyseessä on vaimeneva pakkovärähtely ja sille on voimassa seuraava voimatasapaino:

$$F(t) = F_I(t) + F_D(t) + F_S(t), \quad (30)$$

missä on huomioitu hitausvoima $F_I(t)$, vaimennusvoima $F_D(t)$ sekä jousivoima $F_S(t)$. Newtonin toisen lain perusteella tämä voimatasapaino voidaan kirjoittaa seuraavana liikeyhtälönä, joka on voimassa lineaarisessa värähtelyssä: (Pennala 1999, 20, 31.)

$$F(t) = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx. \quad (31)$$

Kun tiedetään, että kuvion 15 tapauksessa massaun vaikuttava pakko voima $F(t) = F_0 \sin \Omega t$ sekä ottamalla huomioon kaavat 3 ja 11 voidaan liikeyhtälö kirjoittaa standardimuotoon:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega_0^2 x = F_0 \sin \Omega t. \quad (32)$$

Yhtälön 32 yleinen ratkaisu tulee muotoon:

$$x = x_h + x_p. \quad (33)$$

Yleinen ratkaisu sisältää homogeenisen ja epähomogeenisen osan. Homogeenisen yhtälön 12 yleinen ratkaisu on x_h ja täydellisen yhtälön 32 yksityisratkaisu on x_p . Yleinen ratkaisu x_h edustaa ominaisvärähtelyä, eikä sen tarkasteleminen ole oleellista, sillä käytännössä rakenteissa esiintyy aina jonkin verran vaimennusta ja kaavan 27 mukaisesti se häviää ajan kuluessa vaimennuksen ansiosta. Yksityisratkaisu x_p puolestaan edustaa pakkovärähtelyä ja tarkastelu sen on siksi aiheellista. Yritefunktion avulla yksityisratkaisu saadaan muotoon: (Lähtenmäki, n.dd, 4.10-4.12.)

$$x_p = X \sin(\Omega t - \phi) \quad (\Omega \neq \omega_0). \quad (34)$$

Näin ollen kaavojen 27 ja 33 perusteella voidaan liikeyhtälön 32 ratkaisu alikriittiselle vaimennukselle kirjoittaa:

$$x(t) = Ce^{-\zeta\omega t} \sin(\omega_d t + \Psi) + X \sin(\Omega t - \phi), \quad (35)$$

missä vakiot C ja Ψ määräytyvät pakkovärähtelijän alkuehtojen x_0 ja \dot{x}_0 avulla, mutta eivät ole kuitenkaan kaavojen 28 ja 29 mukaiset, sillä yksityisratkaisu x_p vaikuttaa myös niiden arvoihin. Siirtymän amplitudi X ja vaihekulma ϕ saadaan alla olevista kaavoista 36 ja 37:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k-m\Omega^2)^2 + (c\Omega)^2}} \quad (36)$$

$$\phi = \arctan\left(\frac{c\Omega}{k-m\Omega^2}\right). \quad (37)$$

Kun merkitään staattista siirtymää $X_0 = \frac{F_0}{k}$ ja taajuussuhdetta $r = \frac{\Omega}{\omega}$, saadaan suurenuskertoimelle M sekä vaihekulmalle φ kaavat:

$$M = \frac{X}{X_0} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (38)$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right). \quad (39)$$

Pakkovärähtelyn siirtyvyydeksi tulee:

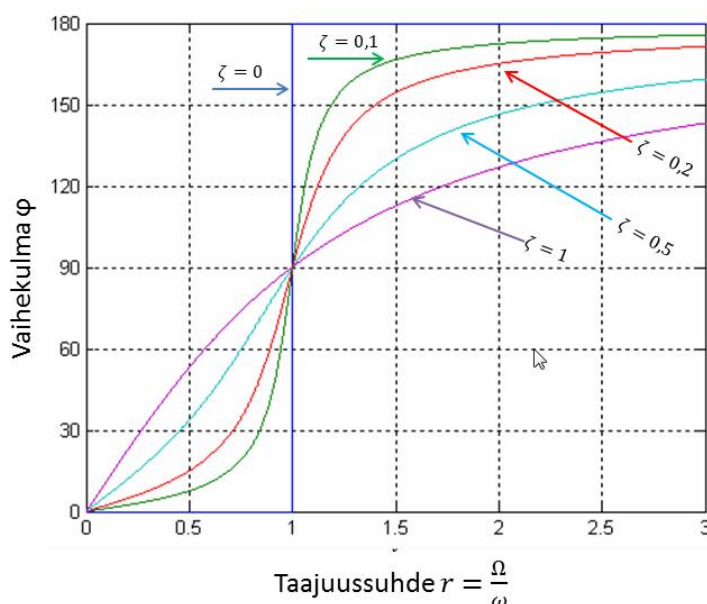
$$T = \left| \frac{F_A}{F_0} \right| = \left| \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \right|, \quad (40)$$

missä F_A on siirtyvän voiman maksimiarvo ja F_0 massaan vaikuttava voima. Herätteen ollessa harmoninen, siirtyvyydellä kuvataan siirtyvän voiman ja massaan vaikuttavan pakkovoiman amplitudisuhdetta. (Pennala 1999, 58.)

5.2 Resonanssi

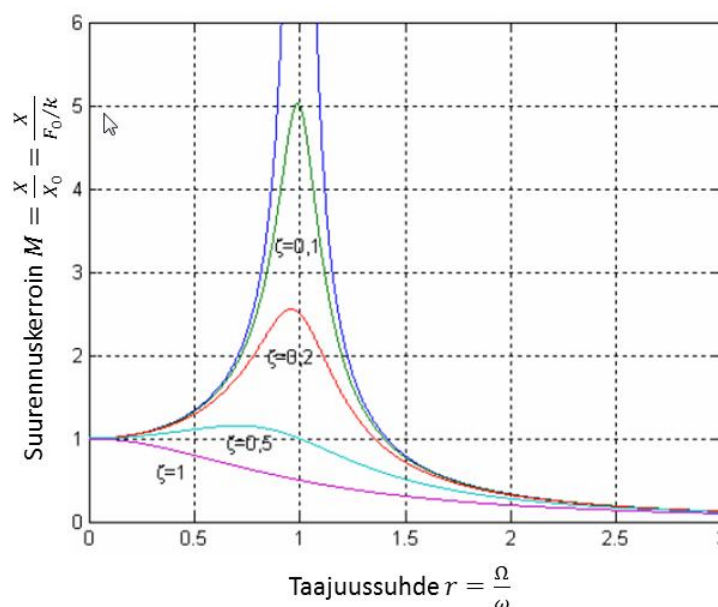
Syntyvät värähtelyt jo sinällään ovat kaapimille haitallisia, mutta etenkin resonanssitilanne tulee välttää. Edellisen kappaleen perusteella tiedetään, että harmonisesta herätteestä aiheutuu värähtelyongelmia, jos sen kulmataajuus Ω on sama kuin värähtelevän mekaanisen systeemin kulmataajuus ω tai edes lähellä sitä. Tämän vuoksi esimerkiksi kaapimen alikriittisessä mitoituksessa käytetään 20 % varmuusmarginaalia, laskettaessa siten, että kaavittavan telan pyörintätaajuus on aina alle kaavinpalkin 1. ominaistajuuden.

Kuviossa 16 on kuvattu yhtälön 37 vaihekulma taajuussuhteen funktiona. Vaihekulma (eli paikan funktio) saa arvoja välillä $0 \dots 180^\circ$ ja sen suuruus riippuu vaimennuksesta ja taajuussuhteesta. Resonanssitilanteesta ($r = 1$) vaihekulma on 90° , vaimennuksesta riippumatta. Kuvioista nähdään myös, että vaimentamattoman systeemin vaihekulma $\varphi = 0^\circ$, kun $r < 1$ ja $\varphi = 180^\circ$, kun $r > 1$, eli ilman vaimennusta vaiheessa tapahtuu 180 asteen muutos ulkoisen herätteen ja värähtelyn välisessä vaihe-erossa. (Lähtenmäki n.dd, 4.2; Pennala 1999, 46.)



KUVIO 16. Vaihekulma taajuussuhteen funktiona (Lähtenmäki n.dd, 4.13, muokattu)

Käytännössä jo koneenosissa esiintyy aina jonkin verran vaimennusta rajoittamassa värähtelyn amplitudia, mutta lisäksi sitä voidaan parantaa materiaalin ominaisuuksilla, lisäosilla tai lisämateriaaleilla. Kuviosta 17 näemme, kuinka resonanssitilassa $\Omega = \omega$ amplitudin arvoa rajoittaa vain systeemin vaimennus, vaimentamattoman systeemin amplitudin kasvaessa äärettömäksi. Käyrien maksimit eivät kuitenkaan ole resonanssikohdassa $\Omega = \omega$, vaan hieman tämän kohdan vasemmalla puolella, kohdassa $\Omega = \omega_r = \omega\sqrt{1 - 2\zeta^2}$. edellisessä ω_r on resonanssikulmataajuus. Vaimenevalla värähtelyllä ovat resonanssikulmataajuus, ominaiskulmataajuus ja vaimennettu ominaiskulmataajuus erisuuria. Usein ominaiskulmataajuutta sanotaan kuitenkin resonanssikulmataajuudeksi, sillä todellisuudessa ero on pieni. (Valkonen 2008, 22.)



KUVIO 17. Suurennuskerroin taajuussuhteen funktiona (Lähtenmäki n.dd, 4.13, muokattu)

Vaimennus on siis yksi tärkeimmistä värähtelyjä säätelevistä tekijöistä, sillä se pienentää pakkovärähtelyn amplitudia ja erityisesti resonanssin läheisyydessä pieneminen on voimakasta. Kuitenkin, kuten kuviosta 17 nähdään, kauempana resonanssikohdasta vaimennuksen merkitys amplitudin pienenemiseen vähenee jonkin verran. Todellisuudessa värähtelyn amplitudi ei kuitenkaan voi kasvaa äärettömäksi, sillä mekaanisen systeemin rakenne vaurioituu liiallisen värähtelyn seurauksena jo huomattavasti aiemmin. Tämän vuoksi esimerkiksi kaapimen parametrit k ja m tulee mitoittaa

siten, että kaavin saadaan toimimaan riittävällä etäisyydellä resonanssikohdastaan. Tätä kutsutaan kaapimen dynaamiseksi mitoittamiseksi. (Lähtenmäki n.dd, 4.14.)

5.3 Usean vapausasteen värähtelijä

Vapausasteiden lukumäärä tarkoittaa riippumattomien koordinaattien lukumäärää, joka tarvitaan systeemin liiketilän ilmoittamiseen mielivaltaisella ajanhetkellä. Yhden vapausasteen värähtelijällä oli siis yksinkertaisin tapaus, sillä todellisuudessa vapausasteita on kaksi tai useampia ja niiden koordinaatteina voivat olla sekä translaatiot että rotaatiot. Translaatiot, eli siirtymät, voivat tapahtua kolmen eri akselin suunnassa. Vääntövärähtely puolestaan tapahtuu rotaationa edellä mainittujen akseleiden ympäri, mutta kuten jo aiemmin mainitsin, vääntövärähtelyt olen jättänyt huomioimatta työssäni ja näin ollen rotaatiokoordinaatit eivät ole olennaisia tässä. (Lähtenmäki n.de, 6.2.)

Usean vapausasteen systeemien liikeyhtälöt kirjoitetaan yleensä matriisimuotoon. Liikkeyhtälöt johdetaan samoin, kuten yhden vapausasteen tapauksessa. Myös usean vapausasteen systeemeihin sovelletaan Newtonin toista lakia perusmuodossaan, ja systeemin kaikille osille piirretään vapaakappalekuviot, joista kullekin massalle kirjoitetaan liikeyhtälö kunkin siirtymäkoordinaatin suunnassa. Tämän jälkeen yhtälöt sievennetään ja kootaan matriisimuotoon. (Lähtenmäki n.de, 6.2.)

Työssäni, palkkikaapimien dynaamisessa tarkastelussa on kuitenkin kiinnostavinta vain yhden vapausasteen värähtely. Suurena osana tätä työtä käyttämäni kaavinpalkin laskentaohjelma Doctors laskee syötettyjen arvojen perusteella kaapimen alimman ominaistaajuuden molempiin pääjäyhyysuuntiin neliömomenteilla I_1 ja I_2 (sovelluksesta tarkemmin ratkaisumallien tarkastelussa). Lisäksi ohjelma laskee vertailua varten vastetelan pyörintätaajuuden.

6 KAAPIMEN DYNAAMINEN MITOITUS

6.1 Mitoituskriteerit

Kuten jo aiemmin tuli esiin, paperikoneen kaapimilta vaaditaan hyvin suurta tarkkuutta, jotta voidaan taata telojen pysyminen puhtaana. Syntyvät värähtelyt liian suurilla taajuuksilla ovat haitallisia, ja varsinkin resonanssitilannetta tulee ehdottomasti välttää. Kaapimen oikea toiminta ja sille asetetut tehtävät edellyttävät terän pysymistä kiinni telan pinnassa. Oikea toiminta edellyttää kaapimen dynaamista mitoitusta sekä kaapimen rungon sallitun taipuman määrittämistä.

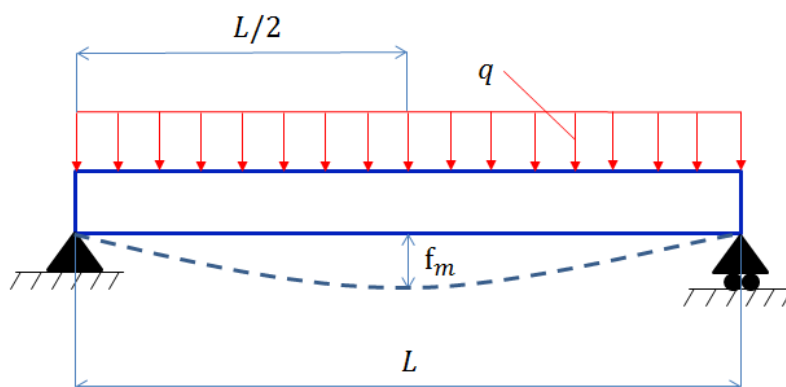
Kaapimen mitoituksen lähtökohtia ovat seuraavat:

- Kaapimen palkin suhteellinen taipuma ei saa ylittää arvoa 0,2 mm/m missään suunnassa teräkuorman ja lämpötilan jakautumisen yhteisvaikutuksesta.
- Kaapimen palkin suhteellinen taipuma ei saa ylittää arvoa 0,05 mm/m missään suunnassa teräkuorman vaikutuksesta.
- Sallitun kokonaistaipuman maksimi lasketaan kaavalla *"suhteellinen taipuma · palkin pituus"*.
- Omasta painosta aiheutuva taipuma eliminoidaan valmistuksen aikana (höylämällä teränpitimen kiinnityslista suoraksi käyttötilannetta vastaavassa asennossa).
- Koneen nopeus ja vastintelan halkaisija sekä leveys, jotka vaikuttavat telan ominaistaajuuteen.
- Kaavinpalkin alimman ominaistaajuuden on oltava 20 % yli vastintelan pyörimistaajuuden (alikriittinen mitoitus).
- Suurin sallittu värähtelyamplitudi on 7.1 mm/s (värähtelyn takuuraja).
- Varmuuskerroin ominaistaajuuden ja taipuman laskuissa on 1,2.

6.2 Yksinkertainen laskentamalli

Palkkikaapimen ominaistajuuden ja taipuman laskentaa voidaan periaatteessa pitää helppona. Aivan tarkan laskukaavan tekemistä kuitenkin vaikeuttavat rungon profiilin epäsäännöllisyys, terä, teränpidin ja tuennan vaikutukset sekä rungon laakerointi. Laakerointipisteen mitoitus tässä enää käsittelee, sillä se on esitetty jo aiemmin luvussa 3.2.3.

Nykyisillä kaapimilla jo pelkästään palkin profiili on suhteellisen monimutkainen, joten tarkkaa kaavaa käsinlaskennalle ei ole. Yksinkertaisen laskentamallin voisi kuitenkin muodostaa palkkiteorian avulla. Laskentamalli perustuu kuvion 18 mukaiseen päistään tuettuun kaksitukiseen, tasapaksuun taivutuspalkkiin.



KUVIO 18 Kaksitukisen palkin taivutus

Kuvion 18 esimerkille taipuma keskellä lasketaan lujuusopin kaavojen mukaisesti kaavalla 41

$$f_m = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (41)$$

missä I on palkin poikkileikkauksen neliömomentti, E on palkin materiaalin kimmo kerroin, L on palkin pituus ja q on omasta painosta aiheutuva kuormitus pituusyksikköä kohti. Taipuma keskellä on tässä tapauksessa myös palkin taipuman maksimi f_m . Termiä f_m ei pidä sekoittaa taajuuden termiin f . Yksinkertaistetusti myös terävoimasta aiheutuva taipuma, jossa palkin massaa ei huomioida, voitaisiin laskea samalla kaavalla terävoiman ollessa tällöin q .

Ominaistaajuus voidaan laskea suoraan hertseinä [Hz] sijoittamalla kaavan 41 arvot yksikköinä [N] ja [cm] kaavaan:

$$f = \frac{5,6}{\sqrt{f_m}} \quad (42)$$

josta taajuus lasketaan neliömomenteilla I_1 ja I_2 molempiin pääjäyhyysuuntiin (ks. luku 5.2.2). (Turtinen 1987, 8.)

6.3 Doctors-sovellus

6.3.1 Nykyinen laskentamalli

Kaapimien nykyinen laskentamalli perustuu edellä olevaan päistään tuetun palkin laskentaan, niin sanottuun palkkiteoriaan. Suunnitteluvaiheessa kaapimen dynaaminen mitoitus tehdään Doctors-laskentaohjelmalla. Käytin tuota laskentaohjelmaa myös tässä opinnäytetyössä tarkastellessani palkkikaapimien dynaamisia ominaisuuksia ja pyrkiessäni määrittämään korrelaatiokerrointa yleiseksi mitoituskriteeriksi kaapimien suunnitteluun ja valmistukseen. Doctors-ohjelma laskee kaksitukisen palkin staattiset poikkileikkausarvot, ominaistaajuudet pääakseleiden suunnassa, taipuman sekä akselin keskiön paikan ja telan pyörintätaajuuden. Kaavinpalkit mitoitetaan lisäksi erillisten ohjeiden mukaan koskien palkin taipumaa, ominaistaajuutta ja akselin paikkaa.

Vääntöväärähtelyä ja avoprofiileja ohjelmalla ei pystytä laskemaan. Kokemuksesta tiedetään vääntöväärähtelyjen tuovan ongelmia vain voimakkaasti normaalista poikkeavissa konstruktioissa sekä erittäin leveissä koneissa. Näissä tapauksissa dynaamisen mitoituksen apuna käytetään FEM-laskentaohjelmaa. Avoprofiilien laskentaan Doctors-ohjelmaa voidaan kuitenkin hyödyntää ottamalla huomioon ainoastaan umpi-osa kantavana ja avonainen osa ainoastaan lisämassana. Laskentaohjelma ottaa palkin laskennassa huomioon terävoiman suunnan sekä teränpitimen ja muiden lisämassojen vaikutukset.

6.3.2 Laskentaa varten tarvittavat tiedot

Kaavinten ominaistuuksien, taipumien ja neliömomenttien laskuissa käytin hyväkseni Catia V5 -ohjelmalla saatuja poikkileikkausarvoja, kaavinten työpiirustuksia sekä kaksitukisen palkin mitoittamiseen tarkoitettua Doctors-sovellusta. Doctors-sovelluksen syöttötietoina käytin Catia V5 -ohjelmalla määrittelemiäni profiilin poikkileikkausarvoja sekä valmiita työpiirustuksia.

Laskentaa varten ohjelmalle tarvitsee antaa seuraavat tiedot:

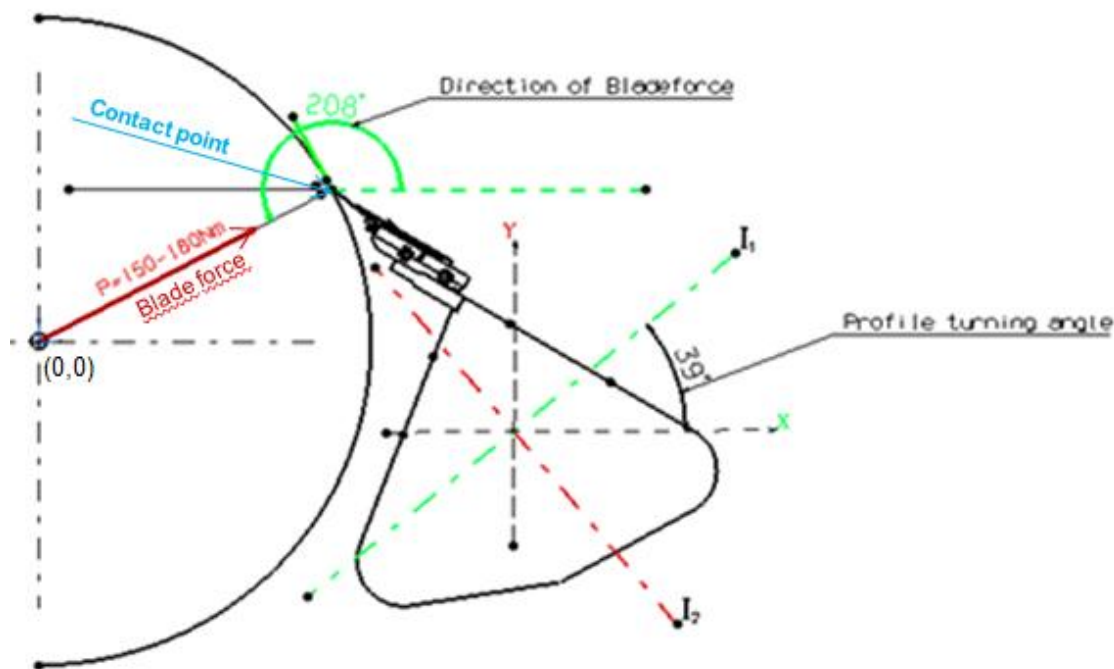
- **Length of the beam** (palkin pituus)
- **Length of the left/right axle** (akselin pituus)
- **Beam density, coefficient of elasticity, Poisson ratio** (palkin ja akselin ominaistiedot)
- **Weight of head** (palkin päätylevyn paino)
- **Weight distributed on beam** (palkin poikkileikkauksessa tasaisesti jakautuva kuorma, joka on palkin koko pituudella esimerkiksi palkin vuoraus)
- **Spring const of left/right support** (kannattimien joustoarvot)
- **Blade force** (teräkuorma)
- **Direction of blade force** (teräkuorman suunta)
- **Blade contact point XF and YF** (ilmoitetaan terän kosketuskohdan x- ja y-suuntaiset koordinaatit. Origo on vastintelan poikkileikkauksen keskipisteessä.)
- **Number of extra masses** (lisämassojen määrä)
- **Extra weight** (kunkin lisämassan arvo)
- **Location on x-axle** (kunkin lisämassan sijainti x-akselilla. Origo sama kuin edellä)

- **Diameter of the counterroll** (telan/sylinterin halkaisija)
- **Speed of the roll** (koneen ajonopeus)
- **Bearings Pins profile type** (tähän annetaan laakeroinnin akselin halkaisija)
- **Middle of the Beam** (palkin poikkileikkaustiedot, siirtyvät Catialta).

Kaikki arvot tulee syöttää SI-yksiköissä. Palkin pituutena annetaan piirustuksiin merkitty palkin pituus päätylevyjen ulkopinnoista mitattuna. Pituutena voitaisiin syöttää myös pitimen pituus. Mutta pidin on huomattavasti palkkia pidempi, saattaa ohjelma laskea akselin paikan väärin päiden ylitysten osalta. Ongelma on merkittävä etenkin kapeissa koneissa. Akselin pituudeksi annetaan niin sanotun hitsatun limpun pituus (ympyröity punaisella sivun 14 kuviossa 8), koska limpun halkaisija ei vastaa kuitenkaan itse palkin jäykkyyttä.

Palkin ja akselin ominaistiedot on annettu valmiiksi teräksisille kaapimille, eikä arvoja normaalitapauksissa tarvitse muuttaa. Tasaisesti jakautuva kuorma voi olla esimerkiksi palkin vuoraus, joka on palkin koko pituudella. Tosin kuivatusosan lämpöeristetyissä palkeissa vuorauslevyä ei huomioida. Mikäli kannattimien joustoarvot ovat tiedossa, ne voitaisiin antaa, jotta ohjelma huomioisi ne ominaistajuudessa. Jouston suuntaa ei kuitenkaan voida antaa, ja näin ollen normaalitapauksissa tämä kohta on parasta jättää nollassa.

Teräkuormaksi annetaan suurin käytönaikainen suunniteltu teräkuorma. Terävoiman suuntakulma ilmoitetaan kulmana horisontaalitasosta vastapäivään Catia-sääntöjen mukaisesti. Terän kosketuskohdaksi annetaan kosketuspisteen x- ja y-suuntaiset koordinaatit. Origo on telan keskipisteessä. Nämä arvot näkyvät kuviossa 19.



KUVIO 19. Kaapimen pääakselisto sekä vaikuttavat voimat ja suuntakulmat

Ohjelmaan annetaan vielä mahdollisten lisämassojen määrä ja kunkin lisämassan arvo ja sijainti x-akselilla, joka kuitenkin kuviossa 19 on y-akseli. Tämä johtuu siitä, että Catia V5:n y-akseli vastaa Doctors-sovelluksen x-akselia ja V5:n z-akseli Doctors-sovelluksen y-akselia. Origo on edelleenkin telan poikkileikkauksen keskipiste. Lisäksi ohjelma kysyy vielä vastintelan halkaisijan sekä telan nopeuden (= koneen nopeus). Kahden edellisen tiedon avulla saadaan laskettua telan ominaistaajuus.

Kun edellä luetellut alkutiedot on syötetty ja hyväksytty, ohjelma kysyy akselin tyyppiä ja sitä vastaavan poikkileikkauksen mittoja. Akseliksi on mahdollista valita joko pyörötanko tai putkiprofiili. Tämän jälkeen siirrytään syöttämään palkin poikkileikkauksen profiilitietoja. Catian analyysitoiminnolla määritettyjä profiilitietoja käytettäessä valitaan näytöllä olevasta valikosta numero 8. Tällä tavoin palkin poikkileikkauksuureet siirtyvät ohjelmaan automaattisesti suoraan Catian analyysi-ikkunasta käynnistettäessä ohjelma, eikä niitä siten tarvitse syöttää käsin. On kuitenkin huomioitavaa, että Catian analyysitoiminnolla ei saada selville leikkausmuodon-muutoskertoimia, joten leikkausmuodonmuutoksien arvoksi syötetään käsin nolla. Tällöin ohjelma jättää ne huomioimatta myös taipuman ja taajuuden laskuissa.

6.3.3 Ohjelman laskemat tulokset

Ohjelma tulostaa (Catialla analysoidut ja käsin syötetyt arvot) akselin ja palkin poikkeileikkaustiedot sekä pääjäyhyysakseliston kiertokulman (engl. profile turning angle) ja neliömomentit pääakseleiden ympäri. CATIA analyysissä suurin neliömomentti on aina IGY jota laskelmissa vastaa neliömomentti 1-akselin ympäri (ks. kuviossa 19 suora I_1). Profiilin kiertokulmalla tarkoitetaan käyttöasennossa neutraali- ja pääakseliston välistä kulmaa. Toisin sanoen kulmaa, jonka suurempi neliömomentti on kääntynyt vaakatasosta vastapäivään.

Profiilin kiertokulma sekä pääakselit I_1 ja I_2 on esitetty kuviossa 19. Nyt origo on palkin painopisteessä. Ominaistaajuudet ilmoitetaan ilman varmuuskertoimia kummankin pääakselin, sekä 1- että 2-suunassa. Vertailua varten ohjelman tulosteessa esitetään myös vastintelan pyörimistaajuus.

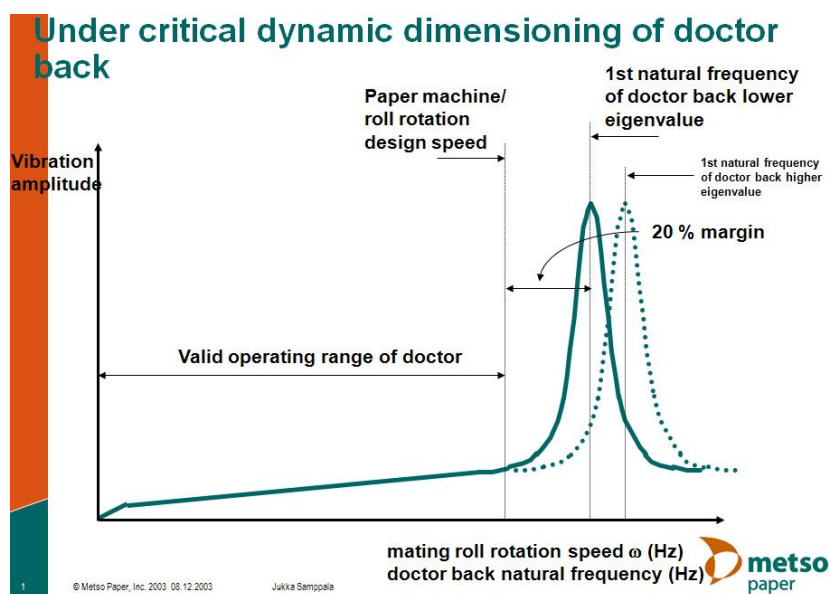
Lisäksi ohjelma laskee palkille kokomaismassan (ilman akseleita) ja pelkän profiilin massan (ilman päätyjä ja lisämassoja) sekä esittää taipuman arvot esitetään kolmella eri tavalla. Ensimmäisessä tapauksessa taipuman laskuissa on otettu huomioon omasta painosta aiheutuva sekä akseleiden että palkin taipuma (terävoimaa ei huomioida). Toisessa tapauksessa jätetään akseleiden taipuma ja tukien joustot huomiotta (jos joustojen arvoksi annettu muuta kuin nolla), akseleiden aiheuttama momentti huomioidaan. Molemmissa tapauksissa taipumat ilmoitetaan pääakselien suunnissa sekä resultantin suuruutena. Kolmas ja tärkein taipuman tuloksista on terävoiman vaikutuksesta aiheutuva terävoiman suuntainen taipuma. Terävoiman aiheuttamaa taipumaa laskettaessa ei huomioida palkin massaa, akseleiden taipumaa eikä tukien joustoja. Taipuma ilmoitetaan pääsuuntien lisäksi myös säteen suunnassa (voiman vaikutussuunnassa).

Lopuksi ohjelma antaa suoran, joka kulkee painopisteen kautta piirretyn vaakatason pisteen kautta ilmoitetussa kulmassa. Tältä suoralta akselin paikka voidaan muissa ohjeissa mainittujen perusteiden mukaan valita (ks. kuvio 11 sivulta 17). Ohjelma ei laske kaapimen painopistettä, joten akselin paikkaa määritettäessä painopiste tulee selvittää erikseen. Painopisteen selvittämiseksi Catialla voidaan pidin huomioida masaltaan vastaavan kokoisena pyörötankona.

Ohjelman antamia tuloksia verrataan erillisissä ohjeissa annettuihin vertailuarvoihin. On erityisen tärkeää huomata, kaikkien ohjelman tulostamien laskentatulosten olevan ilman varmuuskertoimia. Liitteessä 1 on kopio Doctors-sovelluksen tulosteesta. Tulosteesta olen muokannut siten, että siinä on sinisellä kirjasimella ohjelmaan käsin syötettävät arvot, vihreällä ohjelmaan valmiiksi annetut teräsrakenteen ominaisarvot ja keltaisella kirjasimella poikkileikkaustiedot, jotka ohjelma lukee automaattisesti Catialta, sekä punaisella ohjelman tulostamat laskentatulokset.

6.4 Mitoitus ali- tai ylikriittiseksi

Palkkikaapimen dynaaminen mitoitus voi olla joko ali- tai ylikriittinen. Kuviossa 20 on kuvattu alikriittinen mitoitus, josta nähdään, että kaapimen alikriittisessä mitoituksessa kaavittavan telan pyörintätaajuus on aina alle kaavinpalkin 1. ominaistajuuden. Tässä palkin 1. ominaistajuus on palkin pienemmän neliömomentin (I_2) suuntainen.



KUVIO 20 Kaapimen alikriittinen mitoitus (Intranet 2012)

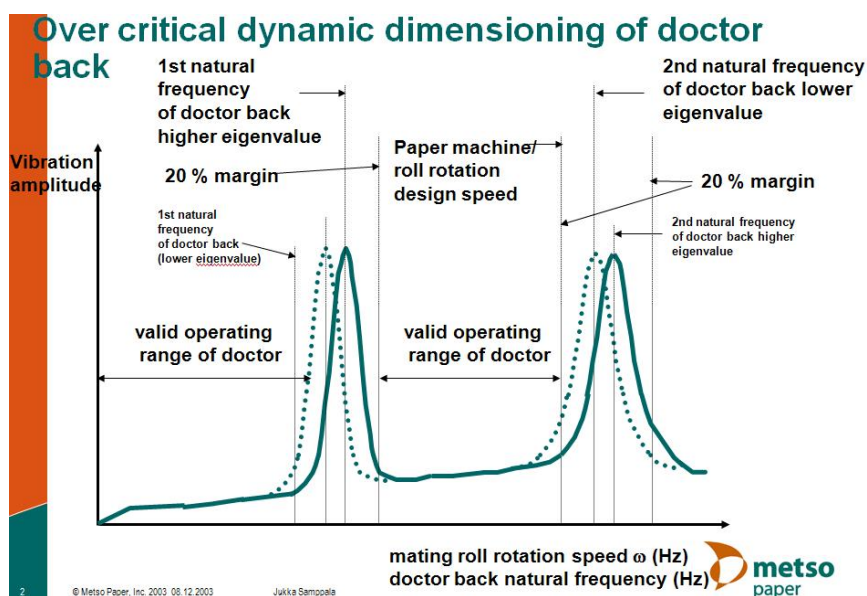
Alikriittinen mitoitus määritellään seuraavasti:

$$f < 1.2 \cdot f_{roll} \quad (43)$$

$$f_{roll} = v / (d \cdot \pi \cdot 60), \quad (44)$$

missä f on palkin 1. ominaistajuus (palkin pienemmän neliömomentin suuntainen), f_{roll} on telan suunnittelunopeutta vastaava pyörimistajuus, v on koneen suunnittelunopeus (m/min) ja d on telan halkaisija (m).

Alikriittistä mitoitusta sovelletaan paperi-, kartonki- ja tissuekoneissa. Sallittu teräkuorman aiheuttama kaapimen taipuma alikriittisessä mitoituksessa on 0,05 mm/m. Kaapimien dynaamisessa mitoituksessa pyritään aina alikriittiseen mitoitukseen, mutta mikäli se ei ole mahdollista tilankäytöllisistä syistä johtuen, sovelletaan kuvion 21 mukaista ylikriittistä mitoitusta.



KUVIO 21 Kaapimen ylikriittinen mitoitus (Intranet 2012)

Ylikriittisellä mitoituksella puolestaan tarkoitetaan, että kaavittavan telan pyörintätaajuus on kaavinpalkin 1. ominaistajuuden (suuremman pääjäyhyyden ominaisarvo) ja 2. ominaistajuuden välissä (tässä pienemmän pääjäyhyyden ominaisarvon 2. monikerta). Ylikriittinen mitoitus tehdään usein niin, että pääjäyhyyksien suuntaiset ominaisarvot ovat mahdollisimman lähellä toisiaan, sillä silloin saadaan mahdollisimman laaja ajoikkuna huomioiden 20 % varmuusmarginaalit. Ylikriittiseksi mitoitettun kaavinpalkin sallittu teräkuorman aiheuttama taipuma harkitaan tapauskohtaisesti. (Intranet 2012.)

7 PALKKIKAAPIMEN VÄRÄHTELYJEN SYYT JA NYKYISET TORJUNTAKEINOT

Kaapimille liian suurella taajuudella tapahtuvasta värähtelystä aiheutuu jaksollisesti ja jaksottomasti vaihtelevia jännityksiä, joka lisää jännityksiä rakenteisiin ja johtaa väsymisvaurioihin kuten hitsien repeämiseen, sekä käyttöiän lyhenemiseen. Lisäksi värähtelyn haitallisuus ilmenee kaapimien toiminnan epävarmuutena, mikä heijastuu seisokkien pituuteen ja siten myös paperikoneen tuottavuuteen. Värähtely voi myös jo itsessään aiheuttaa odottamattoman seisokin, jos paperirata pääsee värähtelystä johtuen kulkeutumaan kaapimen terän väärälle puolelle.

Kuten jo aiemmin mainittu, erityisesti resonanssitilannetta on vältettävä. Resonanssitilanteet pyritään välttämään yllä esitetyn alikriittisen mitoituksen avulla. Tästä huolimatta kaapimet värähtelevät toisinaan yli sallittujen rajojen erilaisten herätevoimien vaikutuksesta. Värähtelyä aiheuttavat herätevoimat voivat tulla kaapimeen käytännössä kolmea kautta: telan pinnasta, paperikoneen rungosta ja oskilloinista. Merkittävin kolmesta edellisestä herätevoimasta on telan/sylinterin pinnasta terän kautta kaapimen runkoon tulevat herätteet. (Pennala 1999, 11-12; Turtinen 1987, 24.)

7.1 Terän kautta tulevat herätteet

Telan pinnan likaisuus ja epätasaisuudet sekä paperiradan irrottaminen telan pinnasta saavat aikaan terän kautta tulevia herätteitä. Terän kautta tulevat herätteet ovat usein hankalia ennustaa ja arvioida. Osittain juuri siksi nämä herätevoimat ovat kaikista merkittävin ongelma kaapimien dynaamisessa mitoituksessa ja värähtelyjen torjunnassa. (Turtinen 1987, 25.)

Useimmiten terän kautta tulevat herätteet syntyvät telan pinnan kitkakertoimen muuttuessa. Normaalisti tällaisia ongelmia esiintyy, kun telan pintaan on kertynyt jotakin sitkeää ainetta tai telan pinnassa on epätasaisuuksia. Myös telan lämpötilan muuttuminen aiheuttaa muutoksia kitkakertoimeen. Telan pinnan epätasaisuudesta johtuvat ongelmat ovat kuitenkin melko harvinaisia uuden, juuri pinnoitetun tai hiotun telan kanssa. Katkotilanteita lukuun ottamatta myöskään lämpötilavaihteluita ei juuri esiinny.

Yleensä ongelmat johtuvatkin juuri sitkeistä aineista, joita terä ei pysty poistamaan. Ongelma voi korostua kuluneilla terillä (Turtinen 1987, 26-27.)

Kaapimen terän kohdatessa yllättäen sitkeän aineen telan pintaan muodostaman ”kitkakertymän”, kitkan muuttumisnopeus ylittää kaapimen seuraamiskyvyn ja aiheuttaa kaapimelle staattisen taipuman ja terä irtoaa telan pinnasta. Taipuman vapautuessa, rungon jousivoiman vaikutuksesta, syntyy värähtelyä ominaistaajuudella. Ongelmallisinta on, jos tällaisen herätteen uusiutuminen tapahtuu kaapimen ominaistaajuuden kerronnaisella. Tai jos vaihtelevan kitkan aiheuttama värähtely ajan kuluessa tahdistuu telan tahtiin/telan pinnan muokkautumiseen ja syntyy itseherätteinen systeemi. Samankaltaisia ongelmia syntyy myös pinnan ollessa epätasainen. (Turtinen 1987, 25-26.)

Edelliseen kytkeytyy vielä stick-slip-ilmiö. Ilmiössä on kyse kitkan vaihtelusta lepokitkan ja liukukitkan välillä. Tämä vaihteleva kitka-ilmiö voi erityistapauksissa korostaa itseherätteisyyttä tuomalla systeemiin ”negatiivista” vaimennusta. Stick-slip-ilmiön on kuitenkin voitu osoittaa tapahtuvan ainoastaan ryömintä nopeuksilla. (Leinonen, 2011.)

Paperiradan irrottaminen telan pinnasta on telan puhdistamisen ohella kaapimen tärkein tehtävä. Irrotettava rata voidaan ajatella yhtenäisenä massavirtana, joka aiheuttaa lisävoiman kaapimelle. Jos tämän lisäksi telan pinnalla on edellä kuvatun tilanteen mukaisesti vielä epätasaista kitkaa antamassa kaapimelle heräteimpulsseja, niin irrotettavan radan systeemiin tuoma lisävoima kasvattaa amplitudin jopa kaksinkertaiseksi. Värähtelyn amplitudin kasvun seurauksena radan läpilaskun riski kasvaa huomattavasti. (Turtinen 1987, 26.)

7.2 Muut herätevoimat

Rungon kautta tulevat herätteet

Kaavittava tela ja sen antamat herätteet eivät välttämättä aina ole värähtelyn syynä, vaan värähtely voi aiheutua myös kauempana olevasta telasta. Silloin kaapimeen siirtyvän herätevoiman suuruus riippuu paljon lähellä olevien telojen värähtelystä ja paperikoneen rungon jäykkyydestä (ks. kaava 39). Rungon aiheuttamiin häiriövoimiin voidaan vaikuttaa kohtuullisen helposti lisäämällä rungon jäykkyyttä ja tasapainottamalla telat.

Oskilloinnista aiheutuvat herätteet

Oskilloinnin takertelusta voi myös aiheutua kaapimelle värähtelyä synnyttäviä herätteitä. Syinä oskilloinnin takerteluun voivat olla muun muassa puutteellinen voitelu kaapimen aksiaalisen liikkeen sallivissa laakeroinneissa tai mahdollisesti kaapimen liian suuri teräkuorma. Nämä tekijät johtavat helposti oskilloinnin takerteluun ja sitä kautta hyppäyksittäiseen aksiaaliseen liikkeeseen, joka voi myös toimia herätteenä kaapimien värähtelylle.

7.3 Vaimennuskeinot ja värähtelyn torjuminen

Kaapimen vaimennuskyvyn matemaattinen mallintaminen on hankalaa. Yleensä vaimennus ei ole jakautunut materiaalisesti tasaisesti, ja lisäksi sen suuruuteen vaikuttavat esimerkiksi taajuus, lämpötila ja materiaalinjännitystila. Tämän vuoksi värähtelyn analysoimiseen käytetään useimmiten mitattuja ominaismuotokohtaisia tai kokemusperäisiä vaimennusarvoja. Värähtelyt pyritään ensisijaisesti torjumaan edellä esitetyn kaapimen dynaamisen mitoituksen keinoin. Kaavin pyritään mitoittamaan jo valmiiksi oikein toimivaksi, ettei sitä tarvitsisi käyttöönoton jälkeen muokata tai lisätä siihen erillisiä komponentteja vaimentamaan ja torjumaan värähtelyjä. Kuitenkaan pelkkä ominaistaajuus ei aina ole riittävä kriteeri, sillä vaikka ominaistaajuus olisikin hyvä, niin rakenteen jäykkyys saattaa silti olla ulkoisia kuormia vastaan liian heikko.

Värähtelyyn voidaan vaikuttaa muun muassa tuennalla. Esimerkiksi hydraulikkasyylintereiden käyttö ongelmapositioiden pneumaattikkasyylintereihin verrattuna

toimivampi vaihtoehto, sillä nesteiden kokoonpuristumisen tiedetään olevan vähäisempää kuin kaasujen. Lisäksi kaapimen linjauksilla, materiaalin vahvuudella ja materiaalivalinnoilla, profiilin muotoilulla sekä teräkulmilla on oma merkityksensä värähtelyjen torjumisessa. Myös terän paksuus ja materiaalin valinta vaikuttavat jonkin verran. Esimerkiksi paksut terät voivat aiheuttaa jonkin verran ongelmia, sillä kuluessaan niiden kosketuskohta levenee ohuita suuremmaksi ja viivapaine muuttuu nopeasti pieneksi pintapaineeksi. (Saari 2012.)

Paperitehtailla on terän irtoamista telan pinnasta joskus pyritty estämään käyttämällä ylisuurta teräkuormaa. Kuitenkaan edes ylisuuret teräkuormat eivät takaa kaapimelle absoluuttista puhdistuskykyä. Tämän vuoksi edellä mainitut värähtelyä aiheuttavat kitkavoimat kasvavat huomattavasti suuremmiksi verrattuna tilanteeseen, jossa käytetään optimaalisia teräkulmia ja ohjeistettuja teräpaineita.

Rungosta tulevien värähtelyiden estäminen olisi periaatteessa mahdollista käyttämällä värähtelyä vaimentavaa materiaalia laakeripesien kiinnityksessä kaapimen eristämiseksi paperikoneen rungosta. Tätä kuitenkin hankaloittavat mahdollisuudet löytää materiaalia, joka ei viru. Virumisen aiheuttamat muodonmuutokset eristeessä vaikuttaisivat helposti kaapimelle asetettujen tehtävien täyttämiseen. (Turtinen 1987, 5.)

8 TUTKIMUKSEN TOTEUTTAMINEN JA TULOKSET

Paperikoneiden nopeuksien kasvaessa luonnollisesti myös herätetaajuudet ovat kasvaneet. Kuitenkin tilanahtauden ja koneiden leveyden kasvun vuoksi kaapimien ominaisuuksia on ollut hankala kasvattaa samassa suhteessa. Ongelman ratkaisemiseksi ja värähtelyjen hallitsemiseksi tulisikin löytää kaapimille yleinen mitoituskriteeri, parantaa vaimennusta tai estää herätteiden pääsy kaapimille. Kaapimen eristäminen ympäristöstään ja herätevoimien pääsyn absoluuttinen estäminen on käytännössä mahdotonta tai ainakin erittäin hankalaa, sillä terän on oltava kiinni telanpinnassa ja siten se toimii laakeroinnin ohella herätteiden kulkutienä. (Turtinen 1987, 1.)

Koska opinnäytetyön alkuperäisenä tavoitteena oli löytää ominaistajuuden lisäksi muitakin tunnuslukuja, joilla voitaisiin arvioida kaapimien jäykkyyttä ja soveltuvuutta, en kaapimien ominaistajuuden nostamisen mahdollisuuksiin ole työssäni perehtynyt. Seuraavassa esitellään yleisen mitoituskriteerin tutkiminen, josta tämä opinnäyte-

työ sai alkunsa, tuloksineen. Lisäksi jäljempänä tarkastellaan toimivaksi havaittua värähtelyn vaimennusmahdollisuutta ja samantapaista ajatuksen tasolle jätettyä vaimennusmahdollisuutta sekä vaimennusmahdollisuuksia yleisesti.

8.1 Korrelaatiokerroin **K**

8.1.1 Lähtökohta

Tämä opinnäytetyön tarkoituksena oli löytää jonkinlainen yleinen mitoituskriteeri, jolla jo suunnitteluvaiheessa voitaisiin ennakoida ja eliminoida kaapimien ongelmalliset värähtelyt. Tavoitteena oli saada ominaistajuuden lisäksi muitakin tunnuslukuja, joilla voitaisiin arvioida kaapimien jäykkyyttä ja soveltuvuutta. Päätettiin siis tehdä samantyyppisen dynaamisen tarkastelun kuivatusosan kaapimille, kuin mitä oli aiemmin tehty viiraosan foilikalustolle. Myös viiraosan foililaatikoissa oli ilmennyt värähtelyongelmia, vaikka ominaistajuusmielessä niiden olisi pitänyt olla kunnossa. Kaapimien värähtelyongelmien syynä on todennäköisesti se, että pelkkä ominaistajuus ei aina anna riittävää informaatiota dynaamisesta käyttäytymisestä, etenään käytettäessä perinteisestä poiketen ohuita materiaalipaksuuksia. Tällöin taajuustuloksiksi saadaan kyllä hyviä tuloksia, mutta rakenteen jäykkyys voi silti olla huono ulkoisia kuormia vastaan (esimerkiksi kaapimissa terän kautta tulevat telan epätasapainovoimat).

Valitsimme aloituspalaverissa Hannu Villgrenin ja Mika Saaren kanssa tarkastelun kohteiksi aluksi seuraavien paperikoneiden kuivatusosan kaapimet:

- SETUBAL 4
- PROPAP PM2
- MONDICEE
- KP-M PM12
- PABLABE 1.

Lisäksi tarkastelussa oli mukana myös GZPPM 9:n kalanterin kaapimia, jotka kuitenkin jätettiin tulosten tarkastelussa huomioimatta. Kaikkiaan tarkastelun kohteena oli lopulta 35 kuivatusosan palkkikaavinta eri positioista. Tarkastelun kohteiden valinnan

lähtökohtana oli, että saataisiin mukaan sekä ongelmattomia että tiedossa olevia ongelmallisia tapauksia.

8.1.2 Tutkimustyön toteutus

Kaapimien tarkastelussa käytin Doctors-laskentaohjelmaa (ks. luku 5.2) sekä CATIA V5-mallinnusohjelmaa. Laskentaohjelmalla lasketut tulokset taulukoin (ks. liite 2) tarkastelua varten paperikoneprojekteittain sekä positioittain (1.sylinteri, viimeinen sylinteri, alaslaskupositio, puhdistuspositio) Exceliin. Taulukoissa on tulosten lisäksi merkitty punaisella ne kaapimet, joissa tiedettiin olleen värähtelyongelmia, valkoisella ne kaapimet, joiden toimivuudesta ei saatu varmaa tietoa ja vihreällä ongelmitta toimivat kaapimet.

Liitteen 2 taulukoissa tämän tarkastelun kannalta tärkein huomioitava tulos on K_{min} -arvo. K -arvo on eräänlainen jäykkyysterminen ja korrelaatiokerroin. Liitteen taulukoissa esiintyvät lasketut kertoimet K_1 , K_2 ja K_{min} (pienempi kertoimista K_1 ja K_2). Taulukoinnin lisäksi liitteessä 3 on K_{min} -arvosta laaditut palkkikaaviot sekä positioittain että projekteittain. Kaavioiden punainen palkki kertoo värähtelyongelmista kaapimessa, vihreä palkki kuvaa toimivaa kaavinta ja sinisellä palkilla merkittyjen kaapimien toimivuudesta ei ole täyttä varmuutta.

Korrelaatiokerroin K on itse päätelty arvo, jolla ei ole suoraa yhteyttä lujuusopin kaavoihin, mutta se kuvaa kaapimen jäykkyyden ja pituuden suhdetta. Palkkiteoriaan perustuvan mitoituksen mukaan kaavinpalkki voidaan ajatella jousena, jolla on jousivakio k . Tällä perusteella arvo K voidaan johtaa seuraavasti:

$$F = k \cdot x, \quad (45)$$

missä

$$F = q \cdot l \quad (46)$$

ja

$$x = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I}, \quad (47)$$

missä $x = f_m$ eli taipuman maksimiarvo (ks. kaava 40).

Tästä saadaan

$$k = q \cdot l / \frac{384 \cdot E \cdot I}{5 \cdot q \cdot l^4}, \quad (48)$$

joka sievenee muotoon

$$k = \frac{384 \cdot E \cdot I}{5 \cdot l^3}. \quad (49)$$

Tästä riittää tarkastella termiä $\frac{I}{l^3}$, joten korrelaatiokertoimen K yhtälö voidaan nyt kirjoittaa muotoon:

$$K = \frac{I}{l^3}, \quad (50)$$

missä I palkin poikkileikkauksen neliömomentti on ja l on kaavinpalkin rungon pituus päätylevyjen ulkopinnoista mitattuna. Kaava 47 voidaan pääjähyyksien suhteen kirjoittaa:

$$K_1 = \frac{I_1}{L^3} \quad (51)$$

$$K_2 = \frac{I_2}{L^3}. \quad (52)$$

Arvot I_1 ja I_2 ovat doctores-sovelluksella laskettu kaavinpalkin poikkileikkauksen neliömomentit pääakseleiden ympäri (ks. kuvio 19 s.37). Liitteen 3 taulukoissa tärkein tarkasteltava arvo on K_{min} . Ainoastaan tästä arvosta on tehty saman liitteen palkki-kaaviot. K_{min} kirjoitetaan muotoon:

$$K_{min} = \frac{I_{min}}{L^3}. \quad (53)$$

Aiemmin esitettiin alikriittisen mitoituksen perustuvan pienemmän neliömomentin akselin suuntaiseen ominaistajuuteen. Näin ollen oli perusteltua keskittää tarkastelun huomio nimenomaan K -arvoista pienemmän tarkasteluun. Lisäksi tiedetään Doctors-sovelluksen laskentatuloksista, että pienempää neliömomenttia vastaa neliömomentti 2-akselin ympäri (I_2). Joten, koska $I_1 > I_2$, niin $I_2 = I_{min}$. Näin ollen $K_{min} = K_2$.

8.1.3 Tulokset

Laskemiani tuloksia tarkastelimme yhdessä Jukka Samppalan, Mika Saaren ja Hannu Villgrenin kanssa Rautpohjassa muutamaan kertaan. Tarkasteluun oli tarkoituksella alun perin valittu mukaan paperikoneita, joissa olisi sekä toimivia että ongelmallisiksi havaittuja kaapimia. Yhdeksi tarkastelua häiritseväksi tekijäksi osoittautui heti tarkastelun alkuvaiheessa se, ettei muutamien kaapimien toimivuudesta tai mahdollisista ongelmista ollut täyttä varmuutta. Syynä tähän epätietoisuuteen on ilmeisimmin se, etteivät asiakkaat aina välttämättä raportoi värähtelyongelmista tai jäykkyysongelmista, mikäli niistä ei aiheudu merkittäviä haittoja. Tämän vuoksi kuitenkin suljimme tarkastelun ulkopuolelle ne kaapimet, joista varmaa tietoa ei ollut. Nämäkin kaapimet ovat kuitenkin mukana liitteen 3 taulukoissa ja palkkikaavioissa.

Taulukoita ja kuvaajia käytiin läpi niin positioittain kuin paperikonekohtaisestikin. Lisäksi poistimme tarkastelusta vielä muutaman sellaisen kaapimen, joiden K_{min} -arvo poikkesi huomattavasti keskimääräisestä. Kaikesta huolimatta emme kuitenkaan pysyneet määrittelemään yksiselitteistä ja pitävää mitoituskriteeriä, jolla jo suunnitteluvaiheessa voitaisiin ennakoida ja eliminoida kaapimien värähtelyt.

K -arvo saattoi olla kahdella kaapimella lähes sama, mutta siitä huolimatta vain toisella kaapimista esiintyi värähtelyongelmia. Tästä on hyvä esimerkki liitteessä 3 alaslaskuposition kaapimet RAUZ900881 ja RAUZ903050, joista ensimmäinen toimii moitteettomasti, kun puolestaan jälkimmäisessä on ollut ongelmia värähtelyjen hallittavuuden kanssa. Ongelma oli joiltain osin lähes täysin päinvastainen. K -arvo saattoi vaihdella kohtuullisen paljon myös kaapimilla, joista molempien tiedettiin toimivan (ks. liite 3, puhdistusposition kaapimet RAUZ926337 ja RAUZ915379).

Vaikkei tutkimus tuottanutkaan tuloksia, joiden perusteella olisi pystytty näkemään jokin K -arvo, niin joitain yksittäisiä päätelmiä ja havaintoja tämän mitoituskriteerin

tutkimuksen perusteella voitiin kuitenkin tehdä. Yksi havainnoista oli, kuinka alaslas-kupositioissa on puhdistuspositioita enemmän värähtelyongelmia, vaikka teräkulmat olisivatkin samat. Kuitenkin K -arvot olivat alaslas-kuposition kaapimilla keskimäärin suuremmat kuin puhdistusposition kaapimilla.

Suuren kokonaismassan tiedetään stabiloivan värähtelyjä jonkin verran. K -arvo on puolestaan kasvaa samassa suhteessa kuin massa kasvaa, mikäli palkin pituus pysyy vakiona. Näin ollen suuremman K -arvon pitäisi taata värähtelyjen hallittavuus. Toisaalta alaslas-kupositioissa teräkuormat ovat yli kaksi kertaa suuremmat kuin puhdistuspositioissa, mutta vastaavasti alaslas-kupositoiden värähtelevien kaapimien palkkien K -arvot eivät olleet edes kahta kertaa suuremmat verrattuna puhdistusposition varmuudella ongelmattomiin kaapimiin. Tästä voisi päätellä, että kasvattamalla K -arvoa tarpeeksi voitaisiin myös alaslas-kupositoiden ongelmatapaukset saada hallintaan. Toisin sanoen kaapimen massaa pitäisi lisätä jonkin verran, palkin pituuden pysyessä ennallaan. Tällainen voisi tapahtua esimerkiksi kaapimen rungon levynpaksuutta lisäämällä. Rajoittavina tekijöinä tälle vaihtoehdolle ovat kuitenkin käytettävissä olevan tilan rajallisuus sekä aiheutuvat kustannukset.

Vaikka yleistä mitoituskriteeriä ei tämän tutkimustavan avulla ainakaan toistaiseksi saatu määritettyä, voisi silti olla perusteltua jatkaa vielä K -arvon tutkimista laajemmin. Ensinnäkin pelkästään jo sen takia, että otanta tässä tutkimuksessa oli suhteellisen suppea. Ottamalla tutkimuksen kohteeksi esimerkiksi edelliseen verrattuna 10-kertaisen määrän kuivatusosan palkkikaapimia, joiden toimivuudesta tai vastaavasti värähtelyongelmista on saatavilla luotettavaa tietoa, voitaisiin erottaa jokin selkeä arvo, jonka yläpuolella korrelaatiokertoimen K tulisi olla värähtelyjen hallittavuuden takaamiseksi.

Lisäksi tutkimustuloksiin on vaikuttanut osaltaan se, ettei Catia-analyysillä saada selville profiilin muodosta riippuvia leikkausmuodonmuutoskertoimia, vaan ne syötetään käsin nolliksi. Tämän vuoksi Doctors-sovellus jättää leikkausmuodonmuutokset huomiotta luonnollisesti myös taipuman ja taajuuden laskuissa ja laskenta on siten hieman epätarkempi. Näin ollen taipumien arvoksi saadaan hieman todellista pienemmät arvot ja vastaavasti ominaistajuudet vastaavasti ovat todellista suurempia. Virhe on arviolta maksimissaan 10 %.

Tutkimuksen lopputuloksissa on myös huomioitava liitteen 3 taulukoiden ”Huom!”-sarake. Osalle värähtelyongelmallisista kaapimista on tässä sarakkeessa syy ongelmiin. Syynä voi olla esimerkiksi teräkulma. Tällöin ei palkin jäykkyyden ja pituuden suhde ole ensisijaisesti ratkaiseva tekijä värähtelyiden hallitsemiseksi.

Huomioitavaa on myös Setubalin kaapimille tehtyt muutokset värähtelyjen hallitsemiseksi. Kaapimiin on muun muassa lisätty massavaimentimia (ks. luku 7.2.1). Massavaimentimilla ei ole vaikutusta palkin K-arvoon, mutta ne voivat kuitenkin toimia värähtelyä vaimentavana tekijänä siinä määrin, ettei värähtely ole enää ongelmallista.

Tulevaisuudessa voisi myös olla mielenkiintoista toteuttaa samanlainen tutkimus yleisen mitoituskriteerin löytämiseksi eri kaapimien vaimennusvakioille. Vaimennussuhde (ks. kaava 20) kuvaa todellisen vaimennusvakion ja kriittisen vaimennuksen suhdetta. Lisäksi tiedetään, että vaimennussuhteen kokeellisessa määrittämisessä voidaan käyttää logaritmista dekrementtiä, joka on luonnollinen logaritmi kahden peräkkäisen jakson amplitudin suhteesta. Tutkimus voitaisiin toteuttaa esimerkiksi logaritmisien kertoimien avulla. Tällä tavalla tutkittuna voisi olla mahdollista löytää vastaavanlainen yleinen mitoituskriteeri.

8.2 Vaimennuskeinot

Vaimennuksen kautta systeemistä dissipoituu eli poistuu energiaa muuttumalla esimerkiksi lämmöksi. Vaimennusta parantamalla profiilin muotoilun, materiaalivalintojen tai erilaisten vaimentimien avulla voitaisiin vähentää kaapimien värähtelyongelmia ja parantaa niiden hallittavuutta. Toimivan ja tehokkaan vaimennuskeinon löytämistä kuitenkin vaikeuttavat kaapimien pienet värähtelyamplitudit sekä herätteiden jaksotomuus. (Pennala 1999, 62; Turtinen 1987, 35.)

8.2.1 Impaktivaimennin

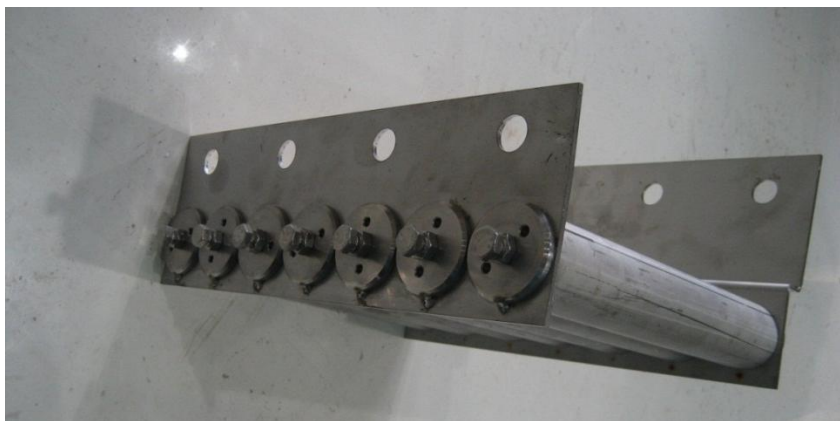
Yksi tapa kaapimen vaimennuksen lisäämiseksi olisi dynaaminen massavaimennin. Perustoteutuksessa kaapimen runkoon lisättäisiin jousitettu apumassa, joka viritettäisiin vaimennettavalle taajuudelle. Tällöin resonanssissa värähtelevä apusysteemi aiheuttaisi kaapimelle voiman, joka vaimentaisi värähdysliikkeen. Dynaamisen massavaimentimen käyttö ei kuitenkaan ole perusteltua, kun systeemiin kohdistuvat heräte-

voimat ovat jaksottomia, toimintataajuus ei ole vakio eikä herätetaajuus ole lähellä värähtelevän systeemin ominaistaajuutta. Näin ollen kaapimien vaimennukseen on kannattavampaa apumassaksi harkita impakti- eli törmäysvaimenninta. (Turunen 2005, 57-58, 61.)

Impaktivaimennin koostuu irtonaisesta jäykästä massasta, joka on sijoitettu suljettuun koteloon. Impaktivaimentimen toiminta perustuu vapaasti liikkuvan massan törmäykseen ja siitä aiheutuviin liikemäärän muutoksiin. Tämän vuoksi koteloon sijoitetun impaktimassan ympärillä on oltava välystä, jotta massalla on mahdollisuus törmäillä kotelon seiniin.

Itse törmäyksessä energiaa kuluu enimmäkseen kitkan vaikutuksesta. Törmäyksessä tapahtuu liikemäärän muutos, jonka seurauksena impaktimassa vaihtaa liikesuuntaansa. Primäärimassa (kaavin) vastaa liikesuunnan muutokseen, jolloin sen liikemäärä pienenee impaktimassalle luovutetun liikemäärän verran. Toisin sanoen sen värähdyksellinen liike vaimenee ja myös värähdyksen amplitudi pienenee. Sopivan välyksen valinta riippuu sekä rakenteen siirtymäamplitudista että sovelluskohteesta. (Turunen 2005, 61.)

Impaktivaimentimien toimivuudesta aidossa paperikoneympäristössä on jonkin verran käytännön kokeilujen kautta tietoa ja raportoituja tuloksia. Esimerkiksi Setubalissa PM4:llä on käytetty kuivatusryhmien alkupään palkkikaapimilla kuvion 22 mukaisia impaktivaimentimia. Kyseisen koneen kaapimia on myös vaihdettu lopulta kokonaan, koska ne eivät toimineet myöskään prosessimielessä, vaan tapahtui läpilaskuja, eikä sylinterien pinnat pysyneet puhtaina, jolloin kaapimet lähtivät edelleen herkästi värähtelemään (ks. luku 6.1). (Sänkiaho 2012.)



KUVIO 22. Impaktivaimennin (Happonen 2012)

Setubalissa on kuitenkin vielä muutamilla kaapimilla juuri kuviossa 22 esiintyviä impaktivaimentimia käytössä. Impaktivaimentimien vaikutuksista kaapimien värähtelyyn on Setubalissa tehty mittauksia useassa eri vaiheessa. Mittausten perusteella on impaktivaimentimilla myös arvioitu olevan vaikutusta värähtelyn vaimenemiseen. (Sänkiaho 2012.)

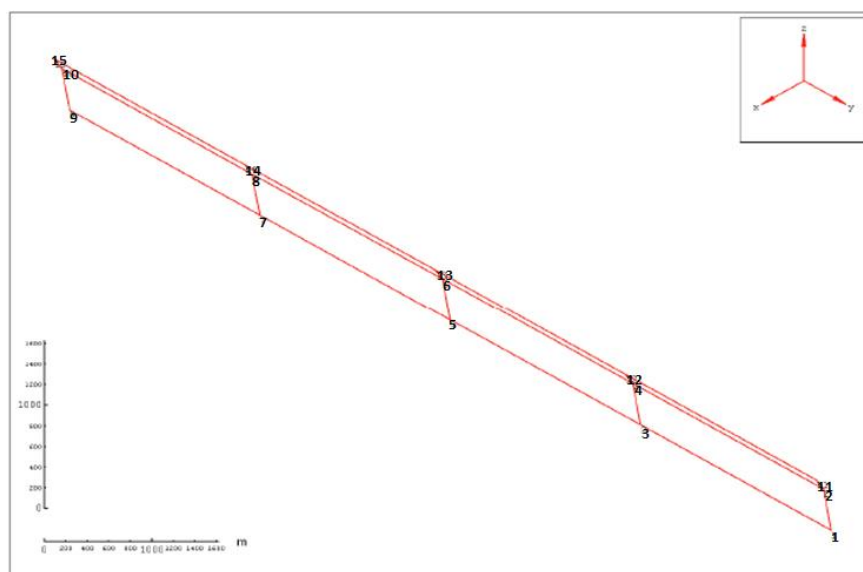
Setubalin impaktivaimentimissa oli suljettuun putkeen sijoitettu törmäysmassaksi rautakuulia. Kaapimiin kiinnitettiin kuvion 22 mukaisia niin sanottuja vaimenninpatteristoja vajaan kahden metrin matkalle, kaapimen keskivaiheille kuvion 23 mukaisesti.



KUVIO 23. Impaktivaimennin kaapimen pohjassa. (Happonen 2012)

Impaktivaimentimien vaikutusta Setubalin kaapimille tutkittiin moodianalyysin avulla. Moodianalyysillä mitataan värähtelyiden aiheuttamia kiihtyvyyksiä mittaamiseen. Mittauksen perusajatuksena on rakenteen ominaisuus värähdellä kaikilla ominaistajuuksillaan, kun sille annetaan ulkoinen heräte. Analyysi on kehitetty selvittämään monimutkaisten rakenteiden värähtelymuotoja ja -taajuuksia.

Raportoituja tuloksia moodianalyysistä löytyy esimerkiksi kuivatusosan 7. kuivatussylinterin DST-kaapimesta, johon oli asennettu impaktivaimennin sekä ylimääräiset vanttiruuvit. Moodianalyysi suoritettiin käyttämällä niin sanottua törmäysvasaraa (engl. impact hammer) ja värähtelysensoreita. Törmäyskohta sijaitsi noin kolme metriä kaapimen käyttöpään reunasta. Mittauskohdat on esitetty seuraavalla sivulla kuviossa 24. Törmäykset aiheutettiin sekä konesuunnassa että poikkisuunnassa. Läheinen imutela rajoitti hieman konesuuntaisia iskuja, joten niissä jouduttiin käyttämään hie-man kulmaa konesuuntaan nähden. Kohteesta laadittiin tietokoneella niin sanottu linkkamalli, johon mitattujen runkopisteiden data liitettiin. Laadittujen animaatioiden avulla pystyttiin havaitsemaan rakenteen alimmat ominaismuodot. (Sänkiäho 2009.)

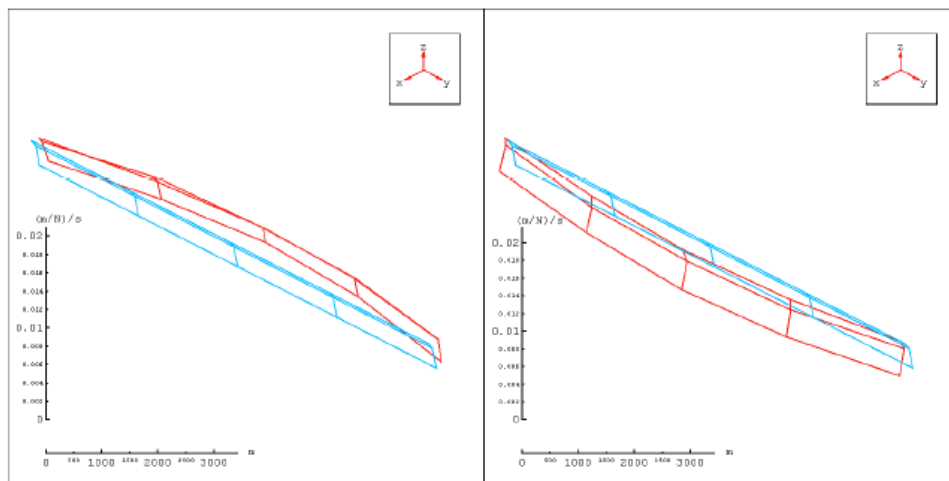


KUVIO 24. Moodianalyysin mittauskohdat (Sänkiäho 2009)

Käytännön testaukset tehtiin erilaisissa tilanteissa, vanttiruuvien kanssa ja ilman sekä impaktimassan väläksen ollessa 0 mm, 1 mm ja 2,25 mm. Parhaaksi yhdistelmäksi havaittiin impaktivaimentimen käyttö yhdessä vanttiruuvien kanssa 1 mm väläksellä.

Impaktimassa oli asennettu kaapimen pohjaan ja se vaikutti värähtelyn aiheuttamaan taipumaan, taipuma vaikutti lähtevän kiertymään ilman vanttiruuveja. Tämä kiertoilike saatiin kuitenkin torjuttua ylimääräisillä koneensuuntaisilla vanttiruuveilla.

(Sänkiäho 2009, 6.)



KUVIO 25 Värähtelyn alin taivutusmuoto konesuunnassa impaktivaimentimen kanssa, ilman vanttiruuveja (oikea) vanttiruuvien kanssa (vasen). (Sänkiäho 2009, 7)

Moodianalyysin tulosten perusteella impaktivaimentimella on yleisellä tasolla hyvä vaikutus värähtelyyn. Impaktivaimentimella vaikuttaisi olevan hyvä vaimentava vaikutus myös korkeilla taajuuksilla, johtuen sen epälineaarisesta käyttäytymisestä. Impaktivaimentimen sijoittaminen kaapimen pohjaan ei kuitenkaan ole optimaalisin vaihtoehto, sillä se aiheutti kaapimelle hieman kiertymää konesuunnassa, kun vanttiruuvit eivät olleet käytössä. (Sänkiäho 2009, 13.)

Impaktivaimentimien käyttöönotolla ainakin värähtelyongelmaisilla kaapimilla tai sen kiinnitysmahdollisuuksien huomioimisella suunnittelussa jatkossa olisi varmasti etuja. Impaktivaimentimen huollontarve on vähäinen ja yksinkertaisen rakenteen vuoksi myös materiaali- ja valmistuskulut olisivat kohtuulliset. Impaktivaimentimen toiminnan epälineaarisuus muodostuu kuitenkin jossain määrin ongelmalliseksi, sillä sen vuoksi toimivuudesta ei ole vielä esitetty kattavia numeerisia tai analyttisiä ratkaisuja. Lisäksi jos primäärisysteemillä on alun perin hyvä vaimennus, niin apuvaimentimenä impaktivaimentimen tuoma lisävaimennus voi jäädä hyvin pieneksi. (Turunen 2005, 61-62)

Impaktivaimentimien vaikutusta ei kuitenkaan voida aivan takuuvarmaksi, edes Setubalissa tehdyistä testeistä huolimatta, todentaa. Vaikka testitulosten perusteella impaktivaimentimen vaikutus varsinkin yhdessä ylimääräisten vanttiruuvienv kanssa kertoo vaimennuksen toimivuudesta, niin on huomioitava, että samanaikaisesti tehtiin kuitenkin myös muita muutoksia. Esimerkiksi kaavinterämalleja vaihdeltiin ja terien kuormituksia. Setubalissa oli niin sanotusti paniikki päällä, joten kaikkea mahdollista piti kokeilla. Luotettavien tulosten saamiseksi pitäisi vastaavanlaiset testaukset tehdä hallituissa, oikeaa prosessia vastaavissa olosuhteissa.

8.2.2 Raevaimennin

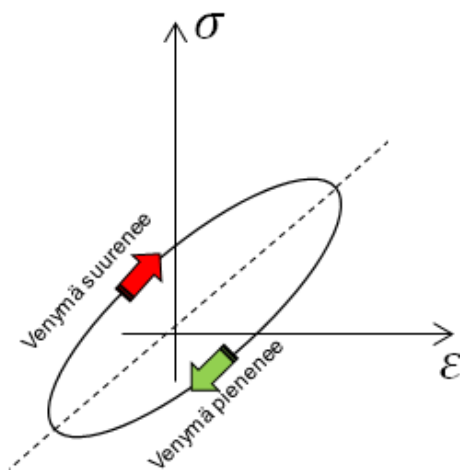
Tutkimisen arvoinen olisi myös impaktivaimentimen tapainen raevaimennin, jonka etuina olisi sen tuoman lisämassan pienuus ja toimiminen kaikkiin suuntiin, kun impaktivaimennin toimi vain konesuuntaan. Raevaimennin on eräs impaktimassan kehittelmä. Siinä massa koostuu halkaisijaltaan muutaman millimetrin luokkaa olevista teräs-, tai lyijyhauleista. Haulit suljetaan koteloon, jossa niillä on jonkin verran liikkumistilaa. Vaimennin on yksinkertainen ja käytännössä varsin tehokas etenkin pienemmillä amplitudeilla. Raevaimennin toimisi konesuunnan lisäksi myös pystysuuntaan ja rotaatiovärähtelyitä vastaan ilman väläyksien testausta. Lisäksi se olisi kevyempi verrattuna putkipatteriin, jossa putket ovat vain niin sanottua kuollutta lisämassaa, jolloin sen vaikutukset palkin taipumaan kaapimen värähdellessä olisivat myös pienemmät. Tarvittaessa koteloon voidaan lisätä kitkaa, häviökertoimen kasvattamiseksi.

Ainoana vaimentimena raevaimennin ei ole kannattava vaihtoehto, sillä vaimennettavan kaapimen rakenne suhteessa raevaimentimen keveyteen voisi aiheuttaa amplitudin kasvamisen suureksi, kuitenkin impaktivaimentimen yhdistäminen raevaimentimen kanssa voisi olla mielenkiintoinen vaihtoehto. Yhdistelmä voisi toimia tehokkaasti, impaktivaimentimen estäessä voimakkaat konesuuntaiset värähtelyt, voitasi raevaimentimen avulla vaimentaa impaktivaimentimen aiheuttamia kiertovärähtelyitä.

8.2.3 Hystereesivaimennus

Hystereesivaimennus on rakenteen sisäistä kitkaa kuvaavaa vaimennusta, jota esiintyy kaikissa mekaanisien systeemien rakenteissa. Kaikissa materiaaleissa itsessään on sisäistä vaimennusta, sillä muuten mekaanisen systeemin värähtelyn tapahtuessa reso-

nanssikohdan välittömässä läheisyydessä liike kasvaisi teoriassa äärettömäksi (ks. kuvio 17, s.29). Sisäinen vaimennus johtuu siitä, ettei materiaalin jännitys-venymäkäyrä ole aivan sama venymän kasvaessa ja pienentyessä. Kuormitusjakson vaimennuksen määrä voidaan esittää kuvion 26 mukaisen silmukan sisälle jäävänä pinta-alana. Toisin sanoen sisälle jäävä ala vastaa yhden jakson aikana värähtelevästä systeemistä dissipoituvaa energiaa. (Pennala 1999, 62)



KUVIO 26 Hystereesisilmukka, jännitys venymän funktiona

Kuviosta 26 nähdään, kuinka venymän pienentyessä jännitys on hieman pienempi kuin venymän kasvaessa. Hystereesi silmukka ei kuitenkaan ole täysin lineaarinen ja symmetrinen, joten vaimennuskertoimen analyttinen määrittäminen on hankalaa. Kuitenkin vaimennuskerroin on täysin materiaaliikohtainen kerroin, vaimennusvakio (ks. kaava 10), joka esimerkiksi teräkselle on noin 0,005. Eri teräslaatujen välillä ei kertoimessa ole eroja, kun taas esimerkiksi suomugrafiittiraudan kerroin on suurempi kuin teräksen. Mitä suurempi vaimennuskerroin on, sitä nopeammin värähtelevä systeemi saavuttaa vakiotilan. (Turtinen 1987, 37)

Yksi mahdollisuus vaimennuksen parantamiseen hystereesivaimennukseen vaikuttamalla olisi vaihtaa kaapimen koko rungon materiaalia. Tässä kuitenkin rajoittavina tekijöinä ovat aiheutuvat kustannukset sekä joidenkin materiaalien saatavuudesta koituvat ongelmat. Materiaalien saatavuuden ongelmat ilmenevät erityisesti silloin, kun kaapimia pitää pystyä valmistamaan paljon lähes samanaikaisesti.

Hystereesivaimennusta voitaisiin myös parantaa kiinnittämällä vaimentavaa materiaalia kuivatusosan kaapimiin eristevillan ja rungon väliin, vuorauspellin alle. Tällainen vaimennusmateriaali voisi olla viskoelastista ainetta. Ongelmaksi voisi kuitenkin muodostua aineen kiinnittäminen runkoon niin tiukasti, että pienilläkin amplitudeilla materiaali joutuisi leikkausvoimien alaiseksi. Toisaalta jonkinlaista vaimentavaa materiaalia voitaisiin käyttää eristeenä paperikoneen rungon ja kaapimien laakeroinnin välillä. Tällöin tulisi kuitenkin varmistua siitä, ettei kyseinen materiaali viru ja heikennä siten kaapimen tarkkuutta.

9 POHDINTA

Pelkkä ominaistajuus ei aina anna riittävää informaatiota kaapimen dynaamisesta käyttäytymisestä, etenkin käytettäessä perinteisestä poiketen ohuita materiaalipaksuuksia. Tällöin taajuustuloksiksi saadaan kyllä hyviä tuloksia, mutta rakenteen jäykkyys voi silti olla huono ulkoisia kuormia aina anna. Tämän ongelman ratkaisemiseksi tutkin pääosana tätä työtä tutkin K-arvoksi nimettyä yleistä mitoituskriteeriä, jonka avulla voitaisiin jo suunnitteluvaiheessa eliminoida kaapimen värähtelyongelmat. K-arvo oli dimensioton luku, jolla kuvattiin kaapimen jäykkyyden ja pituuden suhdetta.

Yksiselitteistä arvoa ei tässä tutkimuksessa löytynyt. Ainoana suoranaisena tuloksena tästä tutkimuksesta saatiin tuloksia tarkastellessa viitteitä siitä, että K-arvon kasvattaminen suhteessa teräkuormaan, voisi olla ratkaisu värähtely- ja jäykkyysongelmiin normaalitapauksissa.

Tulosten oikeellisuuteen ovat voineet vaikuttaa eniten satunnaiset virheet laskennassa sekä palkin pituuden määrittämisessä. Saatuja tuloksia kuitenkin tarkasteltiin useaan otteeseen palavereissa ryhmätyönä ja huomattavasti keskiarvosta poikkeavat tulokset poistettiin tarkastelusta. Tällä mahdolliset tätä tutkimusta koskevat virhetulokset saatiin varmasti eliminoidua lopullisista tutkimustuloksista. Lisäksi tutkimuksen otannan suppeus suhteessa valmistettujen ja paperitehtailla ympäri maailmaa käytössä olevien kaavinten määrään on huomioitava. Otantaa laajentamalla olisi voitu päätyä täysin toisenlaisiin tuloksiin.

Toteutettuun tutkimukseen viitaten esitin toimeksiantajalle ajatuksen mahdollisuudesta tutkia kaapimien vaimennusominaisuuksia ja soveltuvuutta tekemällä samantapainen yleisen mitoituskriteerin tutkimus laajemmalla otannalla eri kaapimien vaimennusvakioille. Tutkimus voitaisiin toteuttaa esimerkiksi tämän työn tuloksissa mainitun logaritmisien kertoimien avulla. Tällä tavalla tutkittuna voisi olla mahdollista löytää vastaavanlainen yleinen mitoituskriteeri kuin mitä tässä työssä pyrittiin määrittämään. Tämä tutkimus mahdollisesti myös toteutetaan lähitulevaisuudessa.

Kun yhtä selkeää ja absoluuttisesti toimivaa vaimennuskeinoa tai mitoituskriteeriä ei löytynyt, päätettiin tutkimusta laajentaa vaimennusmahdollisuuksien tarkasteluun. Pystyin tuomaan perustellusti esiin muutamia mahdollisuuksia värähtelyiden vaimen-

tamiseksi. Näistä potentiaalisin vaihtoehto oli impaktivaimennin ja sen käyttömahdollisuuksien huomioiminen jatkossa. Vaimentimelle on jo joitakin käytännön testejä tehty ja kehitystyötä on perusteltua myös tulevaisuudessa jatkaa. Lisäksi olen esittänyt toimeksiantajalle tämän opinnäytetyön pohjalta ideaa impaktivaimentimen kiinnitysmahdollisuuden huomioimisesta jo suunnitteluvaiheessa varsinkin ongelmapositioihin tuleville kaapimille.

Kaikkiaan tähän työhön on koottu laajalti informaatiota palkkikaapimien rakenteesta mitoitusperiaatteista, vaimennusmahdollisuuksista ja yleisen mitoituskriteerin tähänastisista tutkimuksista. Tämä opinnäytetyö on siis hyvä apu tutustuttaessa palkkikaapimien toimintaan ja konstruktion, kaapimien kehittämiseen ja suunnitteluun liittyvissä tehtävissä. Lisäksi Metso Paper pystyy jatkossa hyödyntämään tätä työtä sekä yrityksen tietokantoihin tallentamiani laskentataulukoita ja dataa tutkimustuloksista etenkin tämän työn tutkimuksen laajentamisessa. Tämän opinnäytetyön tietoja ja tutkimusta varten laskettuja kaapimien ominaisarvoja voidaan osittain hyödyntää myös tulevaisuudessa esimerkiksi kaapimien vaimennusvakioita tutkittaessa.

Yleisen mitoituskriteerin lisäksi tutkin opinnäytetyössäni yleisesti kaapimien värähtelyiden hallitsemismahdollisuuksia erilaisten vaimennuskeinojen avulla. Tutkimuksen aikana pääsin paitsi perehtymään perusteellisesti palkkikaapimien rakenteeseen, toimintaperiaatteisiin, vaadittaviin ominaisuuksiin ja valmistukseen, niin myös opiskelemaan perusteellisesti perustietoja koneiden ja rakenteiden värähtelyistä sekä mahdollisuuksista niiden hallitsemiseksi.

Kaiken kaikkiaan aineistoa kaapimiin liittyen ei juuri Metson sisäisten tietokantojen ulkopuolelta luonnollisesti löytynyt. Aineistona käytinkin haastatteluita, sähköpostihaastatteluita, vanhoja diplomitöitä, alan kirjallisuutta sekä Metson tietokannoista löytyneitä englanninkielisiä raportteja värähtelyiden mittauksista. Aineistonkeruun lisäksi opinnäytetyöprosessiin kuului yhteistyötä suunnittelijoiden kanssa sekä saamieni tutkimustulosten esittelyä ja läpikäymistä useissa palavereissa. Tällä tavoin prosessista muodostui kokonaisuudessaan opettavainen ja haastava projekti, josta oli itselleni paljon hyötyä myös työelämää ajatellen.

LÄHTEET

Happonen V. 2012. Kuvia impaktivaimentimesta. Sähköpostiviesti 9.4.2012.

Vastaanottaja A. Puttonen.

Hietala J. 2010. Kuumavalssaamon online-värähtelymittaus. Opinnäytetyö. Kemi-Tornion ammattikorkeakoulu, Tekniikan ala, Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma.

Intranet Metso Paper Oy. 2012.

Juntunen V. 2004. Ilmaverhopalkin toimintaperiaate, automaatio ja toimitusmalli. Opinnäytetyö. Jyväskylän ammattikorkeakoulu, Tekniikka ja liikenne, paperikoneteknologian koulutusohjelma.

Knowpap. 2012. Paperin valmistus. Viitattu 02.02.2012. knowpap.jamk.fi, paperinvalmistus, paperikone, kuivatusosa.

Leinonen A. 2011. Kaapimien värähtely- ja jäykkyysvertailusta. Sähköpostiviesti 2011. Vastaanottaja A. Puttonen.

Luosma T. 2012. Insinööri, Metso Paper Oy. Haastattelu 20.03.2012.

Lähteenmäki M. - n.d.a. Värähtelymekaniikka. Verkkodokumentti. Viitattu 4.2012. http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/vmek_pdf/luku_2.pdf.

Lähteenmäki M. n.d.b. Värähtelymekaniikka. Verkkodokumentti. Viitattu 4.2012. http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/vmek_pdf/luku_3.pdf.

Lähteenmäki M. n.d.c. Värähtelymekaniikka. Verkkodokumentti. Viitattu 4.2012. http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/vmek_pdf/luku_4.pdf.

Lähteenmäki M. n.d.d. Värähtelymekaniikka. Verkkodokumentti. Viitattu 4.2012. http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/vmek_pdf/luku_6.pdf.

Lähteenmäki M. n.d. e. Värähtelymekaniikka. Verkkodokumentti. Viitattu 4.2012. http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/vmek_pdf/luku_1.pdf.

Metso Oyj. 2012. Media. Viitattu 07.01.2012. www.metso.com, media, images, product images, paper machine.

Perehdyttämisopas. 2011. Metso Paper Oy. Viitattu 08.01.2012.

Pennala E. 1999. Koneiden ja rakenteiden värähtelyt. Helsinki: Otatieto.

Saari M. 2012. Ryhmänjohtaja. Metso Paper Oy. Haastattelu Maaliskuu, 2012.

Sänkiaho J. 2009. Setubal PM4 doctor vibrations report_EN-09059. 9.3.2009. Viitattu 28.4.2012. Metso Paper Oy:n tietokanta.

Sänkiaho J. 2012. Keskustelua impaktimassavaimentimesta. Sähköpostiviesti 11.4.2012. Vastaanottaja A. Puttonen.

Turtinen P. 1987. Paperikoneen kaapimen värähtely- ja konstruktio tutkimus. Diplomityö. Oulun yliopisto, konetekniikan yliopisto.

Turunen A. 2005. Paperikoneen rungoston alimpien ominaismuotojen vaimentaminen. Diplomityö. Oulun yliopisto, konetekniikan yliopisto. Viitattu 20.4.2012. Metso Paper Oy:n verkkolevyt.

Valkonen H. 2008. Jätevesipumpun jalustan värähtelytutkimus. Opinnäytetyö. Helsingin ammattikorkeakoulu, Tekniikan- ja liikenteenala, Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma.

LIITTEET

Liite 1. Kopio Doctors-sovelluksen tulosteesta

```

                                RESULT OF THE CALCULATION

Design                                                                    1( 4)

DIMENSIONING OF A BEAM WITH TWO SUPPORTS

Program: PALKKI 1.1                Project: RAUZ917338_2



---



STARTING DATA

Lenght of the beam.....L2      10.900 m
Lenght of the left axle...L1      0.230 m
Length of the right axle..L3      0.230 m

Beam density.....              7850.0 kg/m3
Coefficient of elasticity of the beam 0.2060E+12 N/m2
Poisson ratio of the beam...     0.30
Elasticity coeff. of shaft..0.2060E+12 N/m2
Shaft Poisson ratio.....        0.30

Weight of head.....             25.0 kg
Weight distributed on beam..      0.0 kg/m

Spring const of left support.0.000E+00 N/m
Spring const of right support0.000E+00 N/m

Blade force.....F               400.0 N/m
Direction of blade force....     65.0 degrees      1)
Blade contact point.....XF       0.387 m
Blade contact point.....YF       -0.829 m

Number of extra masses.....      1
Extra weight.....               6.5 kg/m
Location on x-axe.....           0.3160 m

Diameter of the counterroll.     1.830 m
Speed of the roll.....           33.33 m/s

```

RESULT OF THE CALCULATION

Design

2 (4)

Project: RAUZ917338_2

Shaft ID: -

Diameter of the round bar..... 0.090 m

Beam ID: -

Area of the crosscut.....0.23959E-01 m²Square moment around 1-axle.....0.12551E-02 m⁴Square moment around 2-axle.....0.63734E-03 m⁴

Coefficient of cut deformation 1-dir 0.000 2)

Coefficient of cut deformation 2-dir 0.000

X-location of the center of weight.. 0.019 m

Y-location the of center of weight.. -1.243 m

Profile turning angle..... 160.1 degree3)

X of center of mass, inc. extra masses 0.029 m

- Note: 1) In the contact point of the blade, the angle of the force and horizontal level (the tip of the force at the blade contact point). Positive in the anti-clockwise direction.
- 2) If the coefficient is 0, the cutting deviation is not taken into consideration.
- 3) In the operating position, the angle between the neutral and the main shafts (x-direction turned into direction 1). Positive in the anti-clockwise direction.

RESULT OF THE CALCULATION

Design

3(4)

Project: RAUZ917338_2

RESULTS OF THE CALCULATION

Crosscut values of the shaft:

Area of the crosscut.....	0.63617E-02	m2
Square moment around 1-axle.....	0.32206E-05	m4
Square moment around 2-axle.....	0.32206E-05	m4
Coefficient of cut deformation 1-dir	0.886	2)
Coefficient of cut deformation 2-dir	0.886	

Crosscut values of the beam:

Area of the crosscut.....	0.23959E-01	m2
Square moment around 1-axle.....	0.12551E-02	m4
Square moment around 2-axle.....	0.63734E-03	m4
Coefficient of cut deformation 1-dir	0.000	2)
Coefficient of cut deformation 2-dir	0.000	

Weight of the beam.....	2050.046	kg
Weight of the head.....	25.000	kg
Weight distributed on the beam.	0.000	kg/m
extra masses.....	6.500	kg/m
Total mass (without shafts)....	2170.896	kg

Lowest natural frequency:

in direction 1.....	9.903	Hz
in direction.2.....	13.758	Hz
=====		

Rotating frequency of the counter roll	5.797	Hz
--	-------	----

RESULT OF THE CALCULATION

Design

4 (4)

Project: RAUZ917338_2

DEFLECTION

1. Deflection of the beam (w/out blade force)

Deflection in 1-direction.....	-1.097 mm	(160.1 degrees)
Deflection in 2-direction.....	1.566 mm	(250.1 degrees)
Total deflection.....	1.913 mm	(285.1 degrees)

2. Deflection of the beam (without flexibility of the shafts and the supports)

Deflection in 1-direction.....	-1.006 mm	(160.1 degrees)
Deflection in 2-direction.....	1.408 mm	(250.1 degrees)
Total deflection.....	1.730 mm	(285.6 degrees)

3. Deflection caused by the blade force
(without the deflection of the shafts or
flexibility of the supports)

Deflection in 1-direction.....	0.054 mm	(160.1 degrees)
Deflection in 2-direction.....	0.312 mm	(250.1 degrees)
In the direction of the blade force	0.316 mm	(65.0 degrees)

The place of the shaft can be selected from
the line going through point $x = 0.055 \text{ m}$
 $y = -1.243 \text{ m}$
in angle 85.7 degrees .

Liite 2. K-keroimen Excel-taulukot

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)																		
SETUBAL																		
Pääsuunnittelija: V. Happonen																		
Positio	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (Lpalkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei-toimiva	KUORMA (Nm)	Huom!
1. SYL	RAUZ913736	RAUZ920056	2000	10760	62	5.9	1,41E+09	6,68E+08	1,13E-03	5,36E-04	5,36E-04	2690	9,521	13,480	5,797	ongelmia	250	
VIIII. SYL	RAUZ913733	RAUZ913746	2000	10760	45	164,4	1,55E+09	5,22E+08	1,24E-03	4,19E-04	4,19E-04	2730	8,630	14,365	5,797		400	
ALASLASKU, alempi hit	RAUZ913735	RAUZ913765	2000	11350	208	39,0	3,15E+08	2,72E+08	2,15E-04	1,86E-04	1,86E-04	1400	7,101	7,630	12,481	värähtelyä	180	Ylikritinen
PUHD. YS 4	RAUZ913731	RAUZ913714	2000	10760	66	48,7	5,53E+08	3,48E+08	4,44E-04	2,79E-04	2,79E-04	1390	9,128	11,429	5,797		180	VANHA_1
ALASLASKU, YS 11, 26 ja 24	RAUZ917338	RAUZ917339*	2000	10900	65	160,1	1,26E+09	6,37E+08	9,68E-04	4,92E-04	4,92E-04	2230	9,903	13,758	5,797	värähtelyä	400	VANHA_2
ALASLASKU, YS 40	RAUZ917065	RAUZ917068	2000	10760	55	30,1	9,54E+08	6,66E+08	7,68E-04	5,35E-04	5,35E-04	2100	10,777	12,796	5,797		400	
PUHD. HUT	RAUZ913734	RAUZ913759	2000	11350	309	103,1	2,30E+09	1,96E+09	1,57E-03	1,34E-03	1,34E-03	2550	14,635	15,684	12,481		180	
PUHD. YS 5	RAUZ913537	RAUZ926338	2000	10760	66	68,8	1,05E+09	8,08E+08	8,44E-04	6,49E-04	6,49E-04	2430	10,239	11,583	5,797	OK	180	VANHA_1
ALASLASKU, YS 11, 26 ja 24	RAUZ918446	RAUZ926446	2000	10760	65	22,5	1,40E+09	6,35E+08	1,12E-03	5,10E-04	5,10E-04	2220	9,706	14,023	5,797	OK	180	UUSI_2

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)																		
PROPAP PM2																		
Pääsuunnittelija: T. Kotimäki																		
Positio	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (Lpalkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (N/m)	Huom!
1. SYLINTERI	RAUZ915370	RAUZ915373	1900	10740	57	17,6	8,84E+08	3,70E+08	7,13E-04	2,98E-04	2,98E-04	1895	8,543	12,967	5,509	OK	250	
ALASLASKU 2. sylint	RAUZ914170	RAUZ914171	1900	10510	64	18,8	8,58E+08	3,80E+08	7,39E-04	3,28E-04	3,28E-04	1875	9,072	13,377	5,509	OK	250	
PUHDISTUS Syl 3, 5	RAUZ915379	RAUZ915380	1900	10708	68	41,5	5,47E+08	3,48E+08	4,46E-04	2,83E-04	2,83E-04	1360	9,263	11,538	5,509	OK	200	
PUHDISTUS syl 7, 9, 13, 15	RAUZ915290	RAUZ915291*	1900	10708	68	42,9	5,51E+08	3,48E+08	4,49E-04	2,83E-04	2,83E-04	1360	9,247	11,556	5,509	OK	180	
VALUALASKU syl 11- 24	RAUZ921954	RAUZ921400*	1900	10708	115	160,1	1,26E+09	6,37E+08	1,02E-03	5,19E-04	5,19E-04	1590	9,894	13,594	5,509	OK	180	
ALASLASKU Syl 35	RAUZ915587	RAUZ915590	1900	10510	45	27,2	9,50E+08	6,66E+08	8,19E-04	5,74E-04	5,74E-04	2027	11,924	14,088	5,509	OK	400	
PUHDISTUS SYL 37	RAUZ921440	RAUZ921441	1900	10708	68	40,8	5,52E+08	3,48E+08	4,50E-04	2,83E-04	2,83E-04	1360	9,245	11,567	5,392	OK	200	
VIIIM. SYL.	RAUZ915577	RAUZ915580	1900	10510	50	32,2	9,50E+08	6,66E+08	8,19E-04	5,74E-04	5,74E-04	1923	11,829	13,976	5,509	OK	400	

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)

MONDICEE

Pääsuunnittelija: V. Happonen

Positio	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (L-palkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (N/m)	Huom!
ALASLASKU YS 37	RAUZ913257	RAUZ913262	1800	8260	135	155,9	5,45E+08	3,49E+08	9,67E-04	6,19E-04	6,19E-04	1320	14,992	18,476	5,218	OK	400	
ALASLASKU SYI 47	RAUZ914799	RAUZ914800	1800	8260	114	132,3	5,44E+08	3,49E+08	9,65E-04	6,18E-04	6,18E-04	1060	15,100	18,598	5,218	OK	400	
PURDISTUS SYI 48, 50, 52, 54	RAUZ914391	RAUZ914393	1800	8295	126	142,7	4,17E+08	1,75E+08	7,31E-04	3,06E-04	3,06E-04	1060	10,527	15,991	5,218	OK	180	
PURDISTUS SYI 49, 51, 53, 55	RAUZ914392	RAUZ914794	1800	8560	234	37,4	4,17E+08	1,75E+08	6,65E-04	2,79E-04	2,79E-04	1070	10,041	15,257	5,218	OK	180	
VIIIM. SYL.	RAUZ914791	RAUZ918850	1800	8260	135	155,9	5,45E+08	3,49E+08	9,67E-04	6,19E-04	6,19E-04	1340	14,961	18,438	5,218	OK	400	

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)

KP-M PM12

Pääsuunnittelija: Tommi Luosmaa

Positio	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (L-palkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (N/m)	Huom!
1. SYL/INTERI	RAUZ900878	RAUZ900884	2000	11100	103	152,2	1,475E+09	7,170E+08	1,08E-03	5,24E-04	5,24E-04	2830	9,842	13,952	5,797	??	400	
PURDISTUS YS 2	RAUZ900879	RAUZ900792	2000	10960	110	130,3	5,444E+08	3,478E+08	4,13E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,802	10,942	5,797	OK	180	
PURDISTUS YS 5, 7, 9, 10	RAUZ900880	RAUZ900885	2000	10960	115	130,7	5,423E+08	3,478E+08	4,12E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,984	11,147	5,797	OK	180	
ALASLASKU YS 15 ja 33	RAUZ900881	RAUZ900886	2000	11100	115	160,9	1,261E+09	6,387E+08	9,22E-04	4,67E-04	4,67E-04	2310	9,567	13,315	5,797	OK	400	
PURDISTUS YS 47	RAUZ900882	RAUZ900887	2000	10960	110	118,2	4,839E+08	2,891E+08	3,68E-04	2,20E-04	2,20E-04	1290	8,387	10,782	5,797	OK	180	
VIIIM. SYL.	RAUZ900883	RAUZ900888	2000	11100	127	156,6	1,469E+09	7,054E+08	1,07E-03	5,16E-04	5,16E-04	2900	9,879	14,092	5,797	Väärähtelyä	400	

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)

PAPLABE 1

Päsuunnitelija: T. Luosma

Positio	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (Lpalkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	It (mm^4)	I2 (mm^4)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (Nm)	Huomi
1.SYL	RAUZ903047	RAUZ903060	2000	11100	103	154,2	1,47E+09	7,17E+08	1,08E-03	5,24E-04	5,24E-04	2850	9,934	14,082	5,797		400	.230
Puhdistus Syl. 42	RAUZ903051	RAUZ903064	2000	10960	110	107,7	5,71E+08	3,19E+08	4,33E-04	2,43E-04	2,43E-04	1575	8,088	10,722	5,797		180	.295
ALASLASKU Syl. 14, 35	RAUZ903050	RAUZ903063	2000	11100	115	161,2	1,26E+09	6,37E+08	9,18E-04	4,66E-04	4,66E-04	2310	9,568	13,300	5,797	Värähtelyä	400	Johtuu teräkulmistista
PUHDISTUS Syl. 6,7,9,10..	RAUZ903049	RAUZ903062	2000	10960	115	130,7	5,42E+08	3,48E+08	4,12E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,984	11,147	5,797	Värähtelyä	180	Johtuu teräkulmistista
PUHDISTUS Syl. 3	RAUZ90495	RAUZ90497	2000	10960	115	119,5	5,99E+08	3,51E+08	4,55E-04	2,67E-04	2,67E-04	1380	8,366	10,862	5,797		180	.295
PUHDISTUS Syl. 2	RAUZ903048	RAUZ903061	2000	10960	110	130,3	5,44E+08	3,48E+08	4,13E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,869	11,026	5,797		180	.295
VIIIM. SYL.	RAUZ903052	RAUZ903065	2000	11100	127	156,6	1,47E+09	7,05E+08	1,07E-03	5,16E-04	5,16E-04	2885	9,879	14,092	5,797	Värähtelyä	400	Johtuu teräkulmistista

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)

1.SYILINTERI

PROJEKTI	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (palkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (Nm)	Huom!
SETUBAL	RAUZ913736	RAUZ920056	2000	10760	62	5,9	1,41E+09	6,68E+08	1,13E-03	5,36E-04	5,36E-04	2690	9,521	13,480	5,797	ongelma	250	
PROPAP PM2	RAUZ915370	RAUZ915373	1900	10740	57	17,6	8,84E+08	3,70E+08	7,13E-04	2,98E-04	2,98E-04	1895	8,543	12,967	5,509	OK	250	
KP-M PM12	RAUZ900878	RAUZ900884	2000	11100	103	152,2	1,475E+09	7,170E+08	1,08E-03	5,24E-04	5,24E-04	2830	9,842	13,952	5,797	??	400	
PAPLABE1	RAUZ903047	RAUZ903060	2000	11100	103	154,2	1,47E+09	7,17E+08	1,08E-03	5,24E-04	5,24E-04	2850	9,934	14,082	5,797		400	230

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)																		
Viimeinen Sylinteri																		
PROJEKTI	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (L-palkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (N/m)	Huom!
SETUBAL	RAUZ913733	RAUZ913746	2000	10760	45	164,4	1,55E+09	5,22E+08	1,24E-03	4,19E-04	4,19E-04	2730	8.630	14.365	5.797		400	
PROPAP PM12	RAUZ915577	RAUZ915580	1900	10510	50	32,2	9,50E+08	6,66E+08	8,19E-04	5,74E-04	5,74E-04	1923	11.829	13.976	5.509	OK	400	
MONDICEE	RAUZ914791	RAUZ918850	1800	8260	135	155,9	5,45E+08	3,49E+08	9,67E-04	6,19E-04	6,19E-04	1340	14.961	18.438	5.218	OK	400	
KP-M PM12	RAUZ900883	RAUZ900888	2000	11100	127	156,6	1,47E+09	7,05E+08	1,07E-03	5,16E-04	5,16E-04	2900	9.879	14.092	5.797	Värähtelyä	400	
PAPLABE1	RAUZ903652	RAUZ903665	2000	11100	127	156,6	1,47E+09	7,05E+08	1,07E-03	5,16E-04	5,16E-04	2885	9.879	14.092	5.797	Värähtelyä	400	Johuu teräksmistä

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)																		
ALASLASKU POSIT																		
PROJEKTI	Kokoontapano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (Lpalkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (Nm)	Huomi
SETUBAL	RAUZ913735	RAUZ913765	2000	11350	208	39,0	3,15E+08	2,72E+08	2,15E-04	1,86E-04	1,86E-04	1400	7,101	7,630	12,481	värehtelyä	180	Ylikriittinen
SETUBAL	RAUZ917338	RAUZ917339*	2000	10900	65	160,1	1,26E+09	6,37E+08	9,69E-04	4,92E-04	4,92E-04	2230	9,903	13,758	5,797	värehtelyä	400	VANHA
SETUBAL	RAUZ917065	RAUZ917068	2000	10760	55	30,1	9,54E+08	6,66E+08	7,66E-04	5,35E-04	5,35E-04	2100	10,777	12,796	5,797		400	
SETUBAL	RAUZ926846	RAUZ926446	2000	10760	65	22,5	1,40E+09	6,35E+08	1,12E-03	5,10E-04	5,10E-04	2220	9,706	14,023	5,797	OK	180	UUSI
PROPAP PM12	RAUZ914170	RAUZ914171	1900	10510	64	18,8	8,58E+08	3,80E+08	7,39E-04	3,28E-04	3,28E-04	1875	9,072	13,377	5,509	OK	250	
PROPAP PM12	RAUZ921954	RAUZ921400*	1900	10708	115	160,1	1,26E+09	6,37E+08	1,02E-03	5,19E-04	5,19E-04	1590	9,894	13,594	5,509	OK	180	Välialas-lasku
PROPAP PM12	RAUZ915587	RAUZ915590	1900	10510	45	27,2	9,50E+08	6,66E+08	8,19E-04	5,74E-04	5,74E-04	2027	11,924	14,088	5,509	OK	400	
MONDICEE	RAUZ913257	RAUZ913262	1800	8260	135	155,9	5,45E+08	3,49E+08	9,67E-04	6,19E-04	6,19E-04	1320	14,992	18,476	5,218	OK	400	
MONDICEE	RAUZ914799	RAUZ914800	1800	8260	114	132,3	5,44E+08	3,49E+08	9,65E-04	6,18E-04	6,18E-04	1060	15,100	18,598	5,218	OK	400	
KP-PM12	RAUZ900881	RAUZ900886	2000	11100	115	160,9	1,261E+09	6,387E+08	9,22E-04	4,67E-04	4,67E-04	2310	9,567	13,315	5,797	OK	400	
PAPLABE 1	RAUZ903050	RAUZ903063	2000	11100	115	161,2	1,26E+09	6,37E+08	9,18E-04	4,66E-04	4,66E-04	2310	9,568	13,300	5,797	Värehtelyä	400	Johuu teräkuumista
PAPLABE 1	RAUZ903051	RAUZ903064	2000	10960	110	107,7	5,71E+08	3,19E+08	4,33E-04	2,43E-04	2,43E-04	1575	8,088	10,722	5,797		180	

KAAPIMIEN JÄYKKYYSTARKASTELU (K-ARVO)

PUHD.POSIT.

PROJEKTI	Kokoonpano nro	Palkki nro.	v (m/min)	Palkin pituus (L/palkki) (mm)	Direction of Blade force (°)	Profile turning angle (°)	I1 (mm ⁴)	I2 (mm ⁴)	K1	K2	Kmin	m (kg)	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 1	Lowest natural Frequency (Hz) Direction 2	Rotating frequency of the counterroll (Hz)	Toimiva/ Ei toimiva	KUORMA (Nm)	Huom!
SETUBAL	RAUZ913731	RAUZ913714	2000	10760	66	48,7	5,53E+08	3,48E+08	4,44E-04	2,79E-04	2,79E-04	1390	9,128	11,429	5,797		180	VANHA_1
SETUBAL	RAUZ913734	RAUZ913759	2000	11350	309	103,1	2,30E+09	1,96E+09	1,57E-03	1,34E-03	1,34E-03	2550	14,835	13,684	12,481		180	
SETUBAL	RAUZ926337	RAUZ926338	2000	10760	66	68,8	1,05E+09	8,08E+08	8,44E-04	6,49E-04	6,49E-04	2430	10,239	11,583	5,797	OK	180	VANHA_1
PROPAP PM12	RAUZ915379	RAUZ915380	1900	10708	68	41,5	5,47E+08	3,48E+08	4,46E-04	2,83E-04	2,83E-04	1360	9,263	11,538	5,509	OK	200	
PROPAP PM12	RAUZ915290	RAUZ915291*	1900	10708	68	42,9	5,51E+08	3,48E+08	4,49E-04	2,83E-04	2,83E-04	1360	9,247	11,556	5,509	OK	180	
PROPAP PM12	RAUZ921440	RAUZ921441	1900	10708	68	40,8	5,52E+08	3,48E+08	4,50E-04	2,83E-04	2,83E-04	1360	9,245	11,567	5,392	OK	200	
MONDICEE	RAUZ914391	RAUZ914393	1800	8295	126	142,7	4,17E+08	1,75E+08	7,31E-04	3,06E-04	3,06E-04	1060	10,527	15,991	5,218	OK	180	
MONDICEE	RAUZ914392	RAUZ914794	1800	8560	234	37,4	4,17E+08	1,75E+08	6,65E-04	2,79E-04	2,79E-04	1070	10,041	15,257	5,218	OK	180	
KP-III PM12	RAUZ900879	RAUZ900792	2000	10960	110	130,3	5,44E+08	3,48E+08	4,13E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,802	10,942	5,797	OK	180	
KP-III PM12	RAUZ900880	RAUZ900885	2000	10960	115	130,7	5,42E+08	3,48E+08	4,12E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,984	11,147	5,797	OK	180	
KP-III PM12	RAUZ900882	RAUZ900887	2000	10960	110	118,2	4,84E+08	2,89E+08	3,68E-04	2,20E-04	2,20E-04	1290	8,387	10,782	5,797	OK	180	
PAPLABE1	RAUZ903049	RAUZ903062	2000	10960	115	130,7	5,42E+08	3,48E+08	4,12E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,984	11,147	5,797	Värähtelyä	180	Johdu teräksistä
PAPLABE1	RAUZ904995	RAUZ904997	2000	10960	115	119,5	5,99E+08	3,51E+08	4,55E-04	2,67E-04	2,67E-04	1380	8,366	10,862	5,797		180	.295
PAPLABE1	RAUZ903048	RAUZ903061	2000	10960	110	130,3	5,44E+08	3,48E+08	4,13E-04	2,64E-04	2,64E-04	1380	8,869	11,026	5,797		180	.295

Liite 3. K-arvo palkkikaavioina projekteittain ja positioittain

